



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ALEKSI MERONEN
KESKIPAKOPUMPUN HYDRAULISEN HYÖTYSUHTEEN
OPTIMOINTI

Diplomityö

Tarkastaja: Prof. Pentti Saarenrinne
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
28. maaliskuuta 2018

TIIVISTELMÄ

ALEKSI MERONEN: Keskipakopumpun hydraulisen hyötysuhteen optimointi

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 60 sivua, 14 liitesivua

Maaliskuu 2018

Konetekniikan koulutusohjelma

Pääaine: Virtaustekniikka

Tarkastajat: Prof. Pentti Saarenrinne

Avainsanat: Virtaustekniikka, CFD, keskipakopumppu

Työn tarkoituksena on tuottaa Kolmeks Oy:lle KI40-140 -pumppu, jonka hydraulinen hyötysuhde täyttää Euroopan Unionin komission asetuksessa 547/2012 säädetty paras mahdollinen hyötysuhdetaso, MEI (Minimum Efficiency Index) 0,7.

Pumppu suunniteltiin analyyttisellä mitoitustavalla, jonka jälkeen pieniä muutoksia juoksupyörän siipien muotoiluun simuloitiin periodisesti symmetrisellä mallilla. Pumppuun mitoitettiin kaksi erilaista pesää, joista toisessa sidottiin pesän jokaiselle poikkileikkaukselle vakionopeus ja toisessa vakipyörteily. Myös diffusorin asema suhteessa juoksupyörään oli pesissä erilainen. Parhaan hyötysuhteen juoksupyörä ja pesä valittiin simulointiin, jossa oli juoksupyörän täysi malli ja virtaushäviöt oli otettu huomioon.

Simulointeihin valittiin kirjallisuustutkielman mukaisesti pinnakarheus vain pesän sisäpinnoille. Turbulenssimalliksi valittiin $k-\omega$ - SST -turbulenssimalli, jolloin virtauksen irtoaminen ja pinnankarheuden vaikutukset saatiin mallinnettua tarkasti.

Simulointitulokset validoitiin 3D-tulostetulla prototyypillä. Prototyypitestausta osoitti simuloinnin ennustavan pumpulle pienempää nostokorkeutta ja parempaa hyötysuhdetta. Virhelähde simuloitujen tulosten ja prototyypin välillä osoitettiin johtuvan väärästä lähestymistavasta pinnankarheuden mallintamisesta ja todenmukainen tapa selvitettiin kahta erikokoista valuraudasta valmistettua pumppua tutkimalla.

Alkuperäisistä simulointiepätarkkuuksista huolimatta suunniteltu pumppu täytti sille asetetut tavoitteet. Työn suurin onnistuminen on kuitenkin simulointireuna-ehdojen validointi, mikä mahdollistaa luotettavan simuloinnin tulevaisuudessa.

ABSTRACT

ALEKSI MERONEN: Optimization of a centrifugal pump

Tampere University of Technology

Diplomityö, 60 pages, 14 Appendix pages

March 2018

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering Technology

Major: Fluid Mechanics

Examiner: Prof. Pentti Saarenrinne

Keywords: Fluid Mechanics, CFD, centrifugal pump

The goal of this thesis was to design a KI40-140 water-pump for Kolmeks Oy. The hydraulic efficiency of the pump was set to reach the Minimum Efficiency Index (MEI) 0,7 -level, which is considered as the benchmark level, in the European Commission Directive 547/2012.

The pump was designed by an analytical method, after which a parametric study was done to optimize the impeller geometry. The parametric study was done as a periodically symmetric model. Two different volutes were designed, one using the constant velocity, and the other with constant swirl -method. The constant swirl volute was symmetric and the constant velocity volute was backwards tangential, compared to the impeller outlet. The best combination was chosen for a full-domain simulation, that included a full impeller and volumetric losses.

Surface roughness parameters were set on the volute surfaces only. The turbulence model was set to $k-\omega$ -*SST*, so that flow separation and boundary-layer effects can be modeled accurately.

Simulation results were validated with a 3D-printed prototype. The prototype-tests showed that the simulations predicted lower total head and better efficiency. The errors were proved to be caused by a false approach in the surface roughness parameters, by evaluating simulations of two measured cast-iron pumps.

The designed pump reached all set goals in terms of efficiency, despite the errors in the original simulations. However, the biggest success in this thesis was the validation of simulation parameters, which allows reliable simulations in the future.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö tehtiin yhteistyössä Kolmeks Oy:n kanssa ja tahdon kiittää koko Kolmeksin henkilökuntaa hyvästä työilmapiiristä ja mielenkiintoisesta aiheesta. Eri-tyiskiitos suunnittelupäällikkö Pekka Alaspäälle luottamuksesta tämän työn, sekä muiden työtehtävien osalta, sekä kärsivällisyydestä työn kirjallisen osuuden valmistumisen suhteen.

Suurimmat kiitokseni Tampereen Teknilliselle Yliopistolle, jossa sain loistavaa koulutusta ja tapasin monta hyvää ystävää. Kiitos tarkastajalle, professori Pentti Saarenrinteelle, joustavuudesta ja kärsivällisyydestä, tiedekunnan sihteerille Leila Holströmille vaivannäöstä ja opintosuunnittelija Nina Ojalalle nopeasta reagoinnista opiskelijan näennäiseen epätoivoon työn loppumetreillä. Toivon, että tulevat muutokset koulutusorganisaatiossa palvelevat TTY:n arvoja sekä perinteitä.

Lopuksi kiitos perheelleni ja avopuolisolleni kaikesta siitä tuesta, jota olen näiden vuosien aikana saanut.

SISÄLLYS

1. Johdanto	1
2. Teoria	2
2.1 Yleinen virtausteoria juoksupyörällä	3
2.2 Hydraulinen hyötysuhde	4
2.2.1 Volumetriset häviöt	6
2.2.2 Läpivirtaushäviöt	7
2.2.3 Levykitkahäviöt	10
2.3 Lainsäädännölliset vaatimukset	11
3. Laskennan teoria	14
3.1 CFD	14
3.1.1 $k-\omega$ -SST-turbulenssimalli	15
3.1.2 Seinämäkarheuden mallintaminen	17
3.1.3 Laskentaprosessi	18
3.2 Analyttiset laskentatavat	19
3.2.1 Pinnankarheuden analyttinen laskenta	20
3.2.2 Juoksupyörän analyttinen mitoitus	27
3.2.3 Pesän mitoitus	34
4. Simulointi	41
4.1 Alkuarvot	41
4.2 Juoksupyörän parametrinen optimointi	42
4.3 Simulointi vuotohäviöillä	43
4.4 Laskentaverkot	44
5. Tulokset	45
5.1 Prototyyppi ja validointi	45
5.1.1 Ylimääräiset koeajot	47

5.1.2 Juoksupyörän pienennys	48
5.2 Korjaukset lähestymistapaan	50
6. Johtopäätökset	56
Lähteet	57
LIITE A. Turbulenssimallin teoria	60
LIITE B. Juoksupyörän analyyttisen mitoituksen MatLab-pääohjelma	64
LIITE C. Kulman β_1 iteroinnin MatLab-apuohjelma	68
LIITE D. Kulman β_2 iteroinnin MatLab-apuohjelma	70
LIITE E. Analyyttisen mitoituksen tulokset	73

KUVALUETTELO

2.1	Nopeuskolmioiden muodostumisperiaate, perustuu lähteeseen [20]. . .	4
2.2	Häviöiden suhteelliset suurudet ominaispyörimisnopeuden funktiona [26].	5
2.3	Häviöiden suhteelliset suurudet ominaispyörimisnopeuden funktiona [30, s. 55].	5
2.4	Volumetrysten häviöiden muodostumisperiaate [7].	6
2.5	Hyötysuhde ominaispyörimisnopeuden funktiona eri välyksillä verrattuna välyksen arvoon $c_l = 0,6 \text{ mm}$ [26].	7
2.6	Rajakerroksen ja virtauksen nopeusprofilin kehittyminen tasaisella levyllä [31, s. 66].	8
2.7	Periaatekuvaus virtauksen irtoamisesta [11, s. 535].	9
2.8	Pinnankarheuden vaikutus pumpun hyötysuhteeseen [26].	9
2.9	Virtausvastus Reynoldsin luvun funktiona eri suhteellisilla pinnankarheuksilla golfpallolle [11, s. 586].	10
3.1	Kitkakertoimen c_l tulosten riippuvuus ensimmäisen laskentapisteen dimensiottomasta etäisyydestä y^+ [10].	16
3.2	Seinämäkarheuden mallintamisen periaatekuvaus ESGR-menetelmällä [5].	17
3.3	Analyttisessä mallissa käytettyjen mittojen selite [15].	22
3.4	Analyttisellä menetelmällä ennustettujen ja mitattujen hydraulisten hyötysuhdekertoimien suhde dimensiottoman ominaispyörimisnopeuden funktiona [15].	25

3.5	Analyttisen laskennan tulokset hyötysuhdekertoimelle f_{η_h} pinnankarheuden funktiona vaihteluvälillä $0 \mu m \leq R_a \leq 400 \mu m$	26
3.6	Yhdistetyllä pinnankarheudella lasketun hyötysuhdekertoimen teoreettinen vaikutus pumpun KI40-140 hyötysuhteeseen.	26
3.7	Juoksupyörän meridiaanitason kuvaus, perustuu lähteeseen [16, s. 390].	33
3.8	Pesän päämitat [29].	35
3.9	Tutkimuksessa [34] tutkitut poikkileikkausgeometriat.	37
3.10	Hyötysuhteet kuvan 3.9 mukaisilla pesän poikkileikkauksilla. [34] . .	37
3.11	Hyötysuhteet vakiopyörteilyn, vakionopeuden, lineaarisen ja kahden tutkimuksessa kehitetyn pesäimtoitustavan välillä. [34]	38
3.12	Esimerkkikuvanto vakiopyörteilylle mitoitetusta pesägeometriasta poikkileikkauksella a.	40
4.1	Virtausgeometria ilman vuotohäviöitä, periodinen juoksupyörä. . . .	41
4.2	Virtausgeometria vuotohäviöillä.	42
5.1	Simuloidut Q-H ja Q- η -käyrät.	45
5.2	Prototyypin koeajo (sin.) ja simuloitu pumppu (pun.), tuottokäyrä. .	46
5.3	Prototyypin koeajo (sin.) ja simuloitu pumppu (pun.), hyötysuhde. .	46
5.4	Prototyypin koeajo (sin.) ja simuloitu pumppu (pun.), akseliteho. . .	47
5.5	Välysten vaikutus akselitehoon.	48
5.6	Välysten vaikutus tuottokäyrään.	49
5.7	Välysten vaikutus hyötysuhteeseen.	49
5.8	Pyörän pienennyksen vaikutus toimintapisteeseen.	50
5.9	Pyörän pienennyksen vaikutus hyötysuhteeseen.	50

5.10	$D_N = 80mm$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, tuottokäyrä.	52
5.11	$D_N = 80mm$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, hyötysuhde. .	53
5.12	$D_N = 80mm$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, akseliteho. .	53
5.13	$D_N = 125mm$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, tuottokäyrä.	54
5.14	$D_N = 125mm$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, hyötysuhde.	54
5.15	$D_N = 125mm$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, akseliteho. .	55

TAULUKKOLUETTELO

2.1	MEI-luvut ja niitä vastaavat vakion C-arvot ESCCi-pumpulle [27]. . .	12
3.1	Mitattujen karheusparametrien ja ESGR-parametrin välinen suhde, perustuu lähteeseen [1].	18
4.1	Kulman β_2 muutoksen vaikutus nostokorkeuteen ja hyötysuhteeseen. .	43
4.2	Laskentaverkot ja tulosten prosentuaaliset muutokset suhteessa toisiksi tiheimpään verkkoon.	44
5.1	Välykset säteellä prototyypin koeajoissa.	48
5.2	Prototyypin parhaan hyötysuhteen tilapisteet pienennetyillä juoksupyörillä.	51

LYHENTEET JA MERKINNÄT

BEP	Best Efficiency Point
CFD	Computational Fluid Dynamics
EEI	Energy Efficiency Index
ESCCi	End Suction Close Coupled inline
ESGR	Equivalent Sand-Grain Roughness
ESOB	End Suction Own Bearings
EU	Euroopan Unioni
MEI	Minimum Efficiency Index
NASA	National Aeronautics and Space Administration
OL	Over Load
PL	Part Load
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RMS	Root Mean Square
SLS	Selective Laser Sintering
SST	Shear Stress Transport
URL	Uniform Resource Locator

A	Pinta-ala
b	Juoksupyörän solan leveys
C	Vakio MEI-luvun määrittämisessä
c	Virtausnopeus
c_{cl}	Vällys
C_D	Virtausvastus
c_{eq}	Vakio yhtälössä 3.7
c_l	Kitkakerroin
f	Häviötermi
g	Putoamiskiihtyvyys
H	Nostokorkeus
h_s	ESGR-halkaisija
k_0	Virtauksen pyörteily
L	Pituus
n	Kierrosluku
n_q	Dimensioton ominaispyörimisnopeus

n_s	Ominaispyörimisnopeus
P	Teho
p	Paine
Q	Tilavuusvirta
r	Säde
R_a	Pinnankarheuden aritmeettinen keskiarvo
R_{RMS}	Pinnankarheuden neliöllinen keskiarvo
Re	Reynoldsin-luku
s	Siiven paksuus
u	Virtausnopeus/ Juoksupyörän kehänopeus
w	Suhteellinen nopeus
x	Pituusmitta
y	Etäisyys
z	Siipiluku

Kreikkalaiset kirjaimet

β	Siipikulma
δ	Rajakerroksen paksuus
δ_β	Kulmapoikkeama
Δ	Muutos
ε	Pinnankarheus yhtälössä 3.7
η	Hyötysuhde
ξ	Siipikuorma
ν	Kinemaattinen viskositeetti
ω	Kierrosnopeus yhtälössä 3.4 / Turbulenssin kineettisen energian dissipaationopeus
φ	Kiertokulma
ρ	Tiheys
τ	Leikkausvoima

Ylä- ja alaindeksit

1	Juoksupyörän sisäänvirtaus
2	Juoksupyörän ulosvirtaus

4	Pesä vedenjakajan (kielen) kohdalta
<i>BEP</i>	Parhaan hyötysuhteen tilapiste
<i>E</i>	Juoksupyörän tasapainoreiät
<i>f</i>	Häviö
<i>hyd</i>	Hydraulinen
<i>j</i>	Jatkogeometria
<i>m</i>	Meridiaanisuunta
<i>mek</i>	Mekaaninen
<i>min</i>	Minimi
<i>OL</i>	Standardin SFS EN 16480:2016 määrittämä ylikuormitustila
<i>PL</i>	Standardin SFS EN 16480:2016 määrittämä alikuormitustila
<i>req</i>	Vaadittu
<i>sp</i>	Juoksupyörän ja pesän välinen vällys
<i>u</i>	Kehäsuunta
<i>v</i>	Virtaus
∞	Vapaa ulkopuolinen virtaus, ympäristö
+	Dimensiottomuus
*	Juoksupyörän geometrian skaalaus dimensiottomaksi

1. JOHDANTO

Energian kulutuksen hallinta on yksi 2000-luvun suurista maailmanlaajuisista tavoitteista. Euroopan Unionin asettaman lainsäädännön avulla unionin alueen vuoden 2020 kasvihuonepäästöt pyritään saamaan 20% alle vuoden 1990 tason. Lainsäädäntöön kuuluu energiaan liittyvien tuotteiden ekologisen suunnittelun määräykset, jotka on eritelty pumpuille erillisellä komission asetuksella.

Virtauslaskenta mahdollistaa tuotteen optimointiprosessin siirtymisen kalliista usean prototyypin "yritys ja erehdys" -filosofiasta menetelmään, jossa tuote optimoidaan usean simuloinnin avulla jo ennen prototyyppivalmistukseen etenemistä. Virtauslaskennan matemaattiset mallit sisältävät yksinkertaistuksia mallin rakenteesta differentiaaliyhtälöiden linearisointiin, minkä takia simulointituloksia tulee arvioida kriittisesti ja simuloinneilla optimoitu tuote tulee testata prototyyppiasteella.

Työn tavoitteena on kehittää Kolmeks Oy:lle uuteen pumppusarjaan KI40-140-pumppu, jonka hydraulinen hyötysuhde täyttää Euroopan Unionin Komission asetuksen 547/2012 asettaman parhaan hyötysuhdetason ja työ tehdään osana usean pumpun suunnittelua. Diffuusorin ja imukanavan varsinaista optimointitarkastelua ei suoriteta kaikkien parametrien osalta ja optimointi koostuu pääasiallisesti lyhyestä kirjallisuustutkielmasta.

Työ suoritetaan mitoittamalla uusi juoksupyörä analyttisillä laskentamalleilla, jonka jälkeen mallia optimoidaan virtauslaskentaa käyttämällä. Diffuusori mitoitetaan kahdella tavalla, joista valitaan parempi.

Yleinen virtausteoria ja lainsäädännön vaatimukset on esitetty luvussa 2. CFD-laskennan, sekä analyttisten arviointi- ja mitoitusmenetelmien teoria on esitetty luvussa 3. Luvussa 4 on esitetty simulointiprosessi. Tulokset, prototyypin mittaukset sekä validointi ja korjaukset simuloinnin lähestymistapaan on esitetty luvussa 5. Luvussa 6 käsitellään lyhyesti työn johtopäätökset.

2. TEORIA

Pumpun tuottama hydraulinen teho voidaan määrittää nostokorkeuden (H) ja tilavuusvirran (Q) avulla

$$P_{hyd} = \rho g H Q, \quad (2.1)$$

jossa ρ on virtausaineen tiheys ja g on maan vetovoiman aiheuttama putoamiskiihtyvyys [30, s. 11].

Kaikkea pumppuun syötettyä mekaanista tehoa (P_{mek}) ei saada muutettua pumpun tuottosuureiksi, sillä osa energiasta kuluu mekaanisiin (f_{mek}) ja hydraulisiin (f_{hyd}) häviöihin, jolloin

$$P_{mek} = P_{hyd} + f_{mek} + f_{hyd}. \quad (2.2)$$

Mekaanisiin häviöihin voidaan lukea esimerkiksi laakerien ja tiivistimien aiheuttamat kitkahäviöt ja sähkömoottorin toimintaperiaatteesta johtuvat häviöt. Hydraulisten häviöiden muodostumistavat on käyty läpi alaluvussa 2.2. Hydrauliset häviöt ovat yleisesti merkittävämpiä suhteessa mekaanisiin häviöihin, lukuunottamatta pieniä pumppuja, joilla mekaanisten häviöiden suhteellinen osuus kokonaishäviöistä kasvaa [30, s. 47].

Pumpun kokonaishyötysuhde voidaan laskea hydraulisen tehon ja mekaanisen syötetötehon suhteena

$$\eta_{tot} = \frac{P_{hyd}}{P_{mek}}. \quad (2.3)$$

Mitä tahansa pumppusovellusta voidaan kuvata moottorin pyörimisnopeuden (n)

ja parhaan hyötysuhteen tilapisteen, BEP (Best Efficiency Point), tilavuusvirran (Q_{BEP}) ja nostokorkeuden (H_{BEP}) avulla [16, s. 52]. Ominaispyörimisnopeus (n_s) yhdistää pumpun toimintapisteeseen liittyvät arvot

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{H_{BEP}^{0,75}}. \quad (2.4)$$

Yhtälössä (2.4) käytetyt yksiköt vaihtelevat kirjallisuuslähteestä riippuen. Ominaispyörimisnopeuden laskennassa käytetty yksikköjärjestelmä on jatkossa aina mainittu tapauskohtaisesti.

Yhtälöstä (2.4) voidaan myös johtaa dimensioton muoto n_q

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{(gH_{BEP})^{0,75}}, \quad (2.5)$$

joka lasketaan käyttämällä SI-järjestelmän mukaisia yksiköitä. Yhtälössä (2.5) g on maan vetovoiman aiheuttama putoamiskiihtyvyys $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

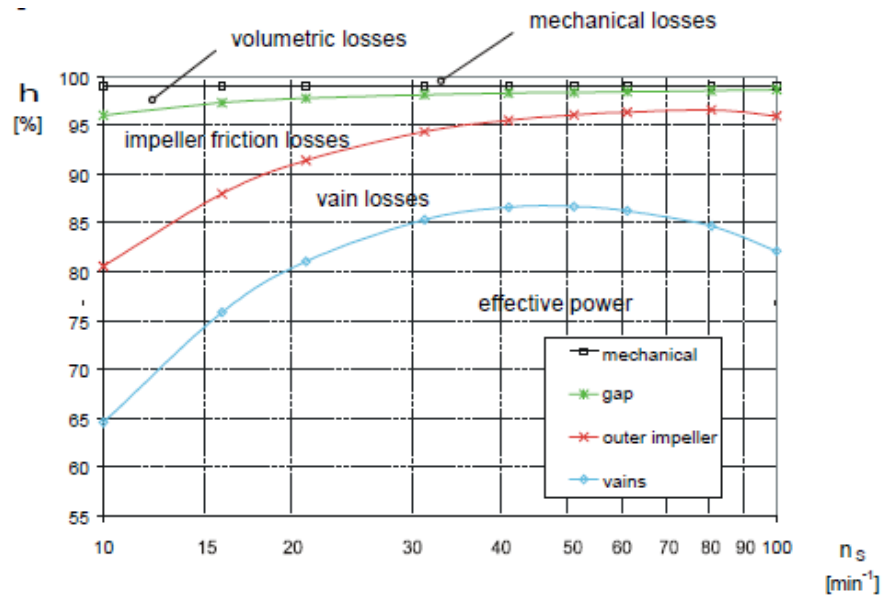
2.1 Yleinen virtausteoria juoksupyörällä

Juoksupyörien virtausteoria perustuu virtauksen tarkasteluun staattisen lepokoordinaatiston ja dynaamisen juoksupyörän koordinaatiston välillä. Juoksupyörän virtaukseen siirtämää nopeutta voidaan kuvata nopeusvektorina \bar{c}

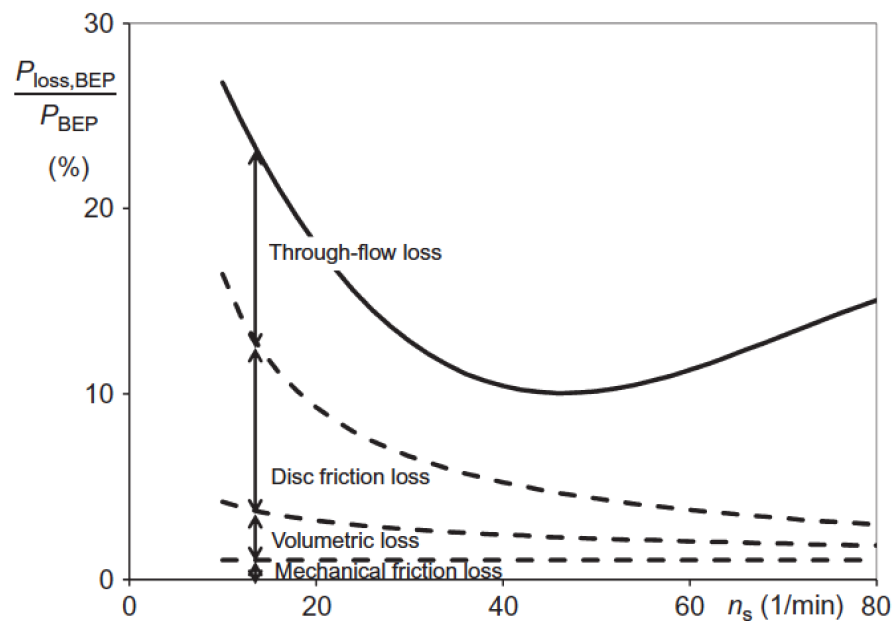
$$\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}, \quad (2.6)$$

jossa vektori \bar{u} on kehänopeus ja \bar{w} on suhteellinen nopeus. Nopeuksien suhdetta kuvataan usein kuvassa 2.1 esitetyn kaltaisilla nopeuskolmioilla [20, s. 2]. Kuvan mukaisesti juoksupyörältä poistuva virtaus ei noudata todellisuudessa täysin siiven muotoa, mikä tulee ottaa huomioon juoksupyörän mitoituksessa, alaluvussa 3.2.2 esitetyllä tavalla. Alaluvussa 3.2.2 on esitetty myös nopeuskomponenttien määritelmät.

Juoksupyörän sisäänvirtaus oletetaan usein pyörteettömäksi BEP -toimintapisteessä, jolloin kuvassa 2.1(a) esitetty kulma α_1 on $\alpha_1 = 90^\circ$. Määrittelemällä kuvan 2.1(b) mukaisesti siiven jättökulmaksi β_2 ja poistuvan virtauksen kulmaksi β_{2v} saadaan

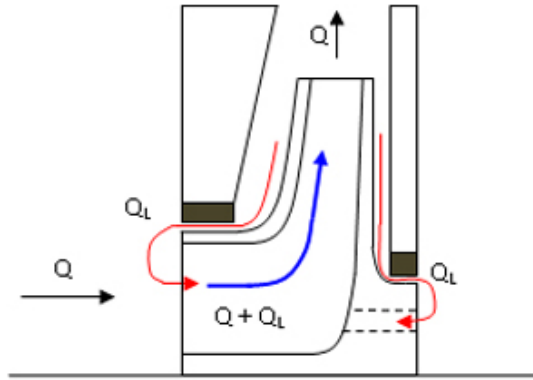


Kuva 2.2 Häviöiden suhteelliset suurudet ominaispyörimisnopeuden funktiona [26].



Kuva 2.3 Häviöiden suhteelliset suurudet ominaispyörimisnopeuden funktiona [30, s. 55].

ja kuva 2.3 esittää periaatteen painehäviön ja parhaan hyötysuhteen pisteen tuottopaineen suhteesta. [26, 30]



Kuva 2.4 Volumetrinen häviöiden muodostumisperiaate [7].

2.2.1 Volumetriset häviöt

Volumetriset häviöt aiheutuvat vuotavista tilavuusvirroista. Pumpun sisäisiä vuotoja esiintyy ohivirtauksena pumpun imuputken ja juoksupyörän välillä ja virtauksena juoksupyörän tasapainoreikien läpi. Eräissä sovelluksissa ohivirtausta synnytetään tahallisesti esimerkiksi voitelu- tai jäähdytystarkoituksiin. [16, s. 93]

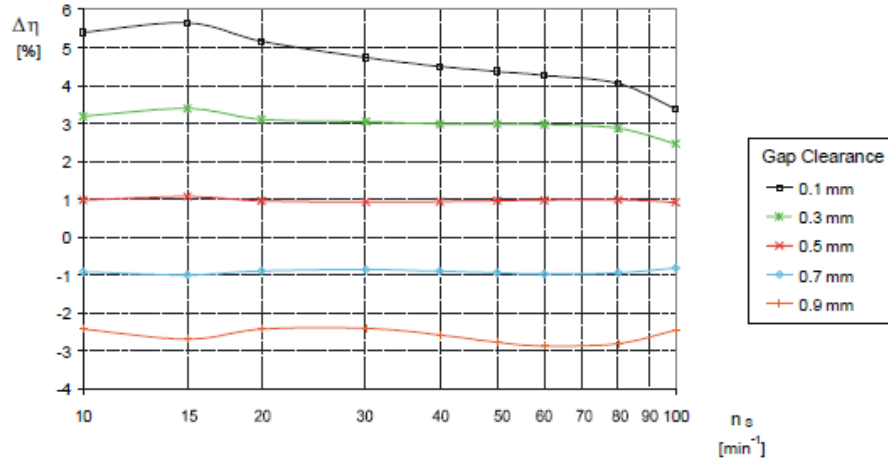
Pumpun pesän ja imuvirtauksen välinen paine-ero aiheuttaa virtauksen juoksupyörän ja pesän väliseen aukkoon. Vuotavan tilavuusvirran suuruus riippuu täten juoksupyörän tuottamasta paineen noususta, sekä juoksupyörän ja pesän välisestä välyksestä. Volumetrinen häviöiden muodostumistapa on esitetty kuvassa 2.4 [7].

Volumetrinen häviöiden muodostumisperiaatteesta johtuen hyötysuhde on suoraan verrannollinen vuotavan tilavuusvirran (Q_f) ja tuottotilavuusvirran (Q) suhteeseen [16, s. 99]

$$\eta \sim \frac{Q_f}{Q}.$$

Valmistusteknisistä syistä pumpuille on olemassa pumpun fyysisestä koosta riippumaton minimivälitys juoksupyörän ja pumpun pesän välillä. Hyötysuhteen ja häviö- ja tuottotilavuusvirtojen verrannollisuudesta sekä vaaditusta minimivälityksestä johtuen volumetrinen häviöiden suhteellinen osuus kokonaishäviöistä kasvaa pumpun tuottotilavuusvirran pienentyessä. [16, 30]

Euroopan komissiolle tuotetun tutkimuksen [26] mukaisesti hyötysuhteen ja yhtälön



Kuva 2.5 Hyötysuhde ominaispyörimisnopeuden funktiona eri välyksillä verrattuna välyksen arvoon $c_l = 0,6 \text{ mm}$ [26].

(2.4) avulla lasketun ominaispyörimisnopeuden n_s [rpm, m^3/s , m] välinen yhteys erilaisilla välyksillä on esitetty kuvassa 2.5. Kuvassa hyötysuhdetta verrataan välyksen arvolla $c_l = 0,6 \text{ mm}$ määritettyyn hyötysuhteeseen. Tutkimuksessa hyötysuhteen ja häviöiden muodostumistapaa on tutkittu teoreettisesti differentiaaliyhtälöihin ja matemaattisiin häviömekanismeihin perustuvalla ohjelmalla. [26]

2.2.2 Läpivirtaushäviöt

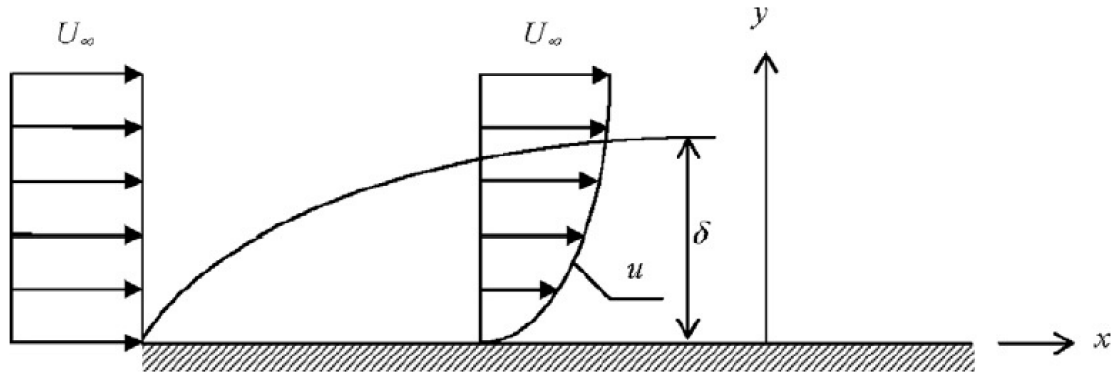
Läpivirtaushäviöihin kuuluvat pumpun virtauskanavissa syntyvät kitka- ja pyörteilyhäviöt [30, s. 48]. Kaikki kokeelliset havainnot osoittavat, että virtauksen ja virtauskanavan seinän välinen suhteellinen nopeus virtauskanavan seinällä on nolla (0) virtausaineen viskositeetista johtuen [11, s. 6].

Aluetta, jolla virtausaineen viskositeetti vaikuttaa virtausaineen nopeuteen kutsutaan rajakerrokseksi. Rajakerroksen paksuuden (δ) ja virtauksen nopeusprofiilin (u) välisen suhteen periaatekuvaus on esitetty kuvassa 2.6 [31, s. 66]. Kuvassa vapaa virtaus nopeudella (U_∞) johdetaan tasaiselle levyille.

Rajakerroksen paksuuteen ja siten virtaushäviöihin vaikuttaa virtausnopeus, virtausaineen viskositeetti ja suhteellinen pinnankarheus [15]. Virtausnopeus ja viskositeetti käsitellään usein yhdistetysti virtausta kuvaavana Reynoldsin lukuna

$$Re = \frac{Ux}{\nu}, \quad (2.8)$$

jossa U on virtausnopeus, x on virtaustapausta kuvaava mitta ja ν on virtausaineen dynaaminen viskositeetti.



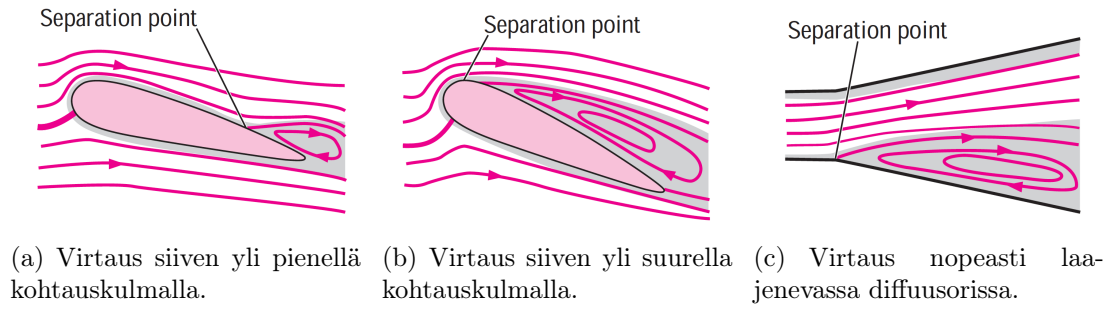
Kuva 2.6 Rajakerroksen ja virtauksen nopeusprofilin kehittyminen tasaisella levyllä [31, s. 66].

Rajakerroksessa muodostuvien kitkahäviöiden lisäksi läpivirtaushäviöihin luetaan virtauksen pyörteilyyn kulunut energia. Virtauksen pyörteilyä esiintyy lähes kaikissa käytännön virtaustapauksissa. Häviöiden minimoinnissa ylimääräistä pyörteilyä voidaan välttää optimoimalla virtauskanavia ohjaamaan virtausta haluttuun suuntaan tehokkaasti, ja välttämällä virtauksen irtoamista ja kavitaatiota. [30, s. 48]

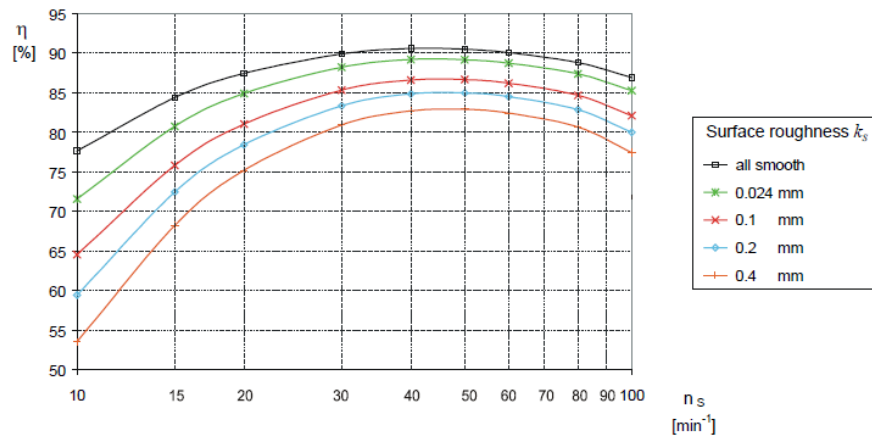
Virtauksen kulkiessa kaarevan pinnan yli riittävällä nopeudella virtaus voi irrota pinnasta. Virtauksen irrotaessa irtoamispisteen ja virtauksen takaisinkiinnittymisalueen väliin syntyy pienen paineen takaisinvirtausalue. Virtauksen irtoamisen periaatekuvaus on esitetty kuvassa 2.7. [11, s. 535]

Virtauksen irrotaessa pyörteilyn lisäksi on myös todennäköistä että virtaus kavi-toi. Paineen laskiessa alle virtausaineen höyrynpaineen virtausaineessa muodostuu höyrykuplia, jotka kulkeutuvat virtauksen mukana. Kun kuplat saavuttavat suuren paineen alueen takaisinvirtausalueen ulkopuolella, ne romahtavat aiheuttaen vahinkoa pumpun pinnoille. [13, s. 62] Pumpussa kavitaatiota esiintyy useimmiten juoksupyörässä siipien tuloreunoilla, vedenjakajassa ja imukanavassa varsinkin parhaan hyötysuhteen pisteen ulkopuolisilla tilavuusvirroilla [3, 9, 13, 21].

Pinnankarheuden vaikutusmekanismi läpivirtaushäviöihin on monimutkainen. Kiin-



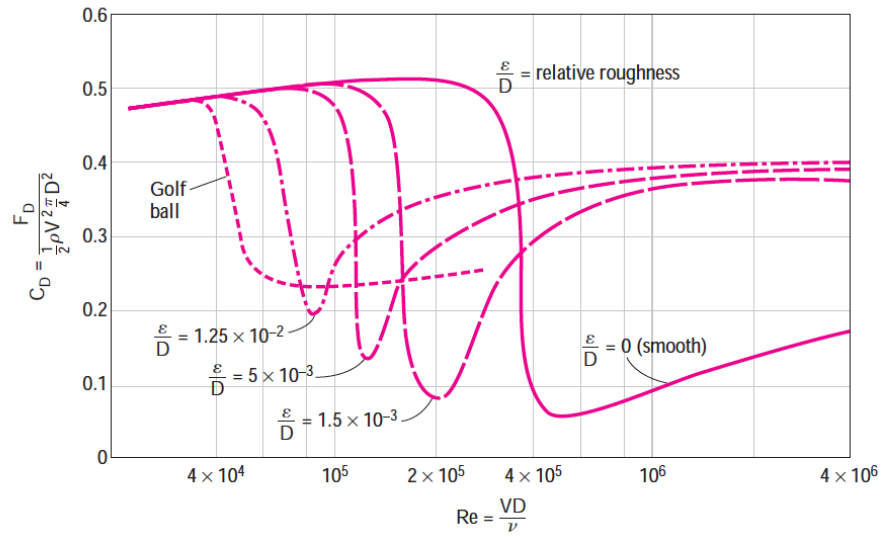
Kuva 2.7 Periaatekuvaus virtauksen irtoamisesta [11, s. 535].



Kuva 2.8 Pinnankarheuden vaikutus pumpun hyötysuhteeseen [26].

nittyneen virtauksen tapauksessa korkeampi pinnankarheuden arvo tarkoittaa nopeampaa transitiota turbulentiin virtaukseen ja turbulentsissa virtauksessa kitkakerroimen kasvua [17, s. 222]. Pinnankarheuden suhteellinen vaikutus läpivirtaushäviöihin riippuu pumpun ominaispyörimisnopeudesta kuvien 2.2 ja 2.3 mukaisesti. Työn käsittelemän pumpun ominaispyörimisnopeuden $n_s \approx 20$ [rpm, m³/s, m] alueella läpivirtaus- ja kitkahäviöt ovat vallitseva osa häviöitä. Teoreettinen pinnankarheuden vaikutus pumpun hyötysuhteeseen ominaispyörimisnopeuden n_s [rpm, m³/s, m] funktiona on esitetty kuvassa 2.8 [26]. Kuvassa merkitty efektiivinen pinnankarheus (k_s) on pinnan huippujen aritmeettinen keskiarvo, jota merkitään usein kirjallisuudessa symbolilla R_a .

Jos virtaus irtoaa, pinnankarheuden kasvu vaikuttaa negatiivisesti häviöiden suuruuteen. Pinnankarheuden aiheuttama lisääntynyt kitka ja virtauksen kasvanut turbulenssi aiheuttavat virtauksen myöhemmän irtoamisen sileään pintaan verrattuna. Virtauksen irrotessa syntynyt painehäviö ja siten virtausvastus (C_D) on sovel-



Kuva 2.9 Virtausvastus Reynoldsin luvun funktiona eri suhteellisilla pinnankarheuksilla golfpallolle [11, s. 586].

luskotteelle ominaisella Reynoldsin luvun alueella suurempi, kuin pinnankarheuden lisäämä kitkahäviö ja suurempi pinnankarheus vähentää häviöitä tällä alueella. Esimerkiksi golfpallolle kriittinen Reynoldsin luvun alue on noin $4 \cdot 10^4 \leq Re \leq 4 \cdot 10^5$ kuvan 2.9 esittämällä tavalla. [11, s. 586]

2.2.3 Levykitkahäviöt

Levykitkahäviöt muodostuvat pumpun pyörivien osien ulkopinnoilla, pääasiassa juoksupyörän ylä- ja alapinnoilla. Nesteen viskositeetti pyörivän juoksupyörän ulkopinnoilla aiheuttaa liikettä vastustavan vääntömomentin. Kuten läpivirtaushäviöihin luettavissa kitkahäviöissä, levykitkahäviön suuruus on riippuvainen pinnankarheudesta sekä virtausaineen ja seinän suhteellisesta nopeudesta. Levykitkahäviön suuruuteen vaikuttaa tämän lisäksi juoksupyörän koko ja muotoilu, sekä juoksupyörän ja pumpun pesän välinen välys juoksupyörän ylä- ja alapinnoilla. [30, s. 50–51]

Tutkimuksen [14] mukaan levykitkahäviöt vastaavat tavallisesti 50% kulutetusta tehosta $n_q = 10$ -pumpuilla ja 5% $n_q = 30$ -pumpuilla. Levykitkahäviöt ovat myös voimakkaasti riippuvaisia vuotavista tilavuusvirroista ja virtauksen pyörteilystä. Virtauksen vuotaessa imukanavasta pesään virtauksen pyörteily kasvaa ja levykitkahäviöt pienenevät vuotavan tilavuusvirran kasvaessa. Toisaalta, jos vuotavalla

tilavuusvirralla ei ole tangentiaalista nopeutta, tai se on pieni verrattuna vuodon suuntaiseen nopeuskomponenttiin, levykitkahäviöt kasvavat vuotavan tilavuusvirran kasvaessa. Usein esimerkiksi PL-tilapisteen aiheuttaman pyörteilyn tai juoksupyörältä poistuvan virtauksen epäsäännöllinen nopeusprofiili aiheuttavat virtauksen, jolla tangentiaalinen komponentti on pieni. Vuotavan tilavuusvirran kasvu pesästä imukanavaan päin aiheuttaa levykitkahäviöiden kasvun tangentiaalisesta nopeuskomponentista riippumatta. [14]

2.3 Lainsäädännölliset vaatimukset

Euroopan Parlamentin ja Neuvoston direktiivissä 2009/125/EY on määritetty tarve kaikkien energiaan liittyvien tuotteiden ympäristövaikutusten jatkuvaksi parantamiseksi. Direktiivin mukaan: "Monia energiaan liittyviä tuotteita on mahdollista parantaa paremmalla suunnittelulla merkittävästi ympäristövaikutusten vähentämiseksi ja energiasäästöjen aikaansaamiseksi, mikä lisäksi alentaa yritysten ja loppukäyttäjien kustannuksia." [25, s. 1]

Pumppujen energiankäytön on arvioitu Euroopan Unionin alueella kattavan noin 19% kaikesta sähkömoottorikäyttöön kulutetusta energiasta, joka vastaa arvioiden mukaan noin 8–9% prosenttia kaikesta kulutetusta energiasta. [2, 30, 33]

Direktiivissä 2009/125/EY on myös todettu tarve laatia erityiset määrälliset vaatimukset joidenkin tuotteiden ekologiselle suunnittelulle [24, s. 3]. Komission asetus N:o 547/2012 asettaa ekosuunnitteluvaatimukset akselitiivistetyille vesipumpuille. Asetuksen tavoitteena on vähentää pumppujen elinkaaren energiakustannuksia 3,3 *Twh* vuoteen 2020 mennessä verrattuna tilanteeseen, jossa toimenpiteisiin ei ole ryhdytty [24, s. 2].

Komission asetus N:o 547/2012 määrittää vesipumpulle MEI-arvon (Minimum Efficiency Index) kolmessa toimintapisteessä. MEI-luku vaikuttaa vaadittuun minimihyötysuhteeseen. Asetus määrittää hyötysuhdevaatimukset BEP-pisteen lisäksi, myös osa- ja ylikuormitustilavuusvirroille, PL (Part Load) ja OL (Over Load)

$$Q_{PL} = 0,75Q_{BEP} \quad (2.9)$$

$$Q_{OL} = 1,10Q_{BEP}, \quad (2.10)$$

joissa alaindeksi viittaa kuhunkin tilapisteeseen. [24, s. 7]

Vähimmäishyötysuhdevaatimusten tarkennettu laskenta- ja todennustapa on säädetty standardissa SFS-EN 16408:2016. Standardin mukaisesti BEP-pisteessä vaadittu vähimmäishyötysuhde saadaan laskettua

$$(\eta_{BEP})_{min, req} = -11,48(\ln(n_s))^2 - 0,85(\ln(Q_{BEP}))^2 - 0,38\ln(n_s)\ln(Q_{BEP}) + 88,59\ln(n_s) + 13,46\ln(Q_{BEP}) - C, \quad (2.11)$$

jossa ominaispyörimisnopeus n_s lasketaan yhtälön 2.4 mukaisesti, BEP-pisteen tilavuusvirta Q_{BEP} on yksikössä $[Q_{BEP}] = m^3/h$ ja vakio C on pumpun tyypistä, pyörimisnopeudesta ja MEI-luvusta riippuva vakio. Yhtälö 2.11 on määritelty alueilla

$$6 \text{ 1/min} \leq n_s \leq 120 \text{ 1/min}$$

$$2 \text{ m}^3/h \leq Q_{BEP} \leq 1000 \text{ m}^3/h$$

$$\eta_{BEP} \leq 0,88,$$

Vakion C arvot työssä tarkastellulle pumpputyypille (ESCCi, "End Suction Close Coupled inline") on esitetty lähteeseen [27] perustuvassa taulukossa 2.1.

Taulukko 2.1 MEI-luvut ja niitä vastaavat vakion C -arvot ESCCi-pumpulle [27].

	MEI						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
C ($n = 1450 \text{ rpm}$)	136,67	134,60	133,44	132,30	131,00	130,32	128,98
C ($n = 2900 \text{ rpm}$)	139,45	136,53	134,91	133,69	132,65	131,34	129,83

PL- ja OL-tilapisteille on määritetty BEP-pistettä hieman pienemmät vaaditut minimihyötysuhdearvot

$$(\eta_{PL})_{min, req} = 0,947(\eta_{BEP})_{min, req} \quad (2.12)$$

$$(\eta_{OL})_{min, req} = 0,985(\eta_{BEP})_{min, req}. \quad (2.13)$$

Mitatun pumpun MEI-luvun määrittäminen tapahtuu ratkaisemalla yhtälöstä (2.11) vakio C kahden desimaalin tarkkuudella. Pumpun tarkka toteutunut MEI-luku saadaan käyttämällä lineaarista interpolaatiota, kun vakio sijoittuu taulukossa 2.1 esitettyjen MEI-lukujen vastaavien arvojen välille. [27]

Euroopan Unionin komission asetus 547/2012 määrittää markkinoille tuotavien pumpujen minimihyötysuhteeksi tammikuusta 2015 lähtien MEI-luvulla $MEI = 0,4$ määritetyn hyötysuhteen PL-, BEP-, ja OL-tilapisteissä. Asetuksen voimaantuloaikana markkinoiden parhaimmistoa merkitsi pumput, joilla minimihyötysuhdeindeksi oli $MEI > 0,7$. [24, s. 9]

3. LASKENNAN TEORIA

Luvussa 3 on käsitelty CFD-laskennan (Computational Fluid Dynamics) ja analyyttisten laskentamallien teorian perusteet. Alaluvun 3.1 tarkoituksena on antaa pintapuolinen kuvaus CFD-laskennan perusteista ja toimintamenetelmistä kaupallisella Ansys-ohjelmistolla.

Alaluvussa 3.2 on esitetty analyyttisten laskentamallien perusteet juoksupyörän ja kaavun muotoilusta ja pinnankarheuden vaikutuksesta hyötysuhteeseen.

3.1 CFD

CFD tarkoittaa yksinkertaisimmillaan virtauksen ja siihen liittyvien ominaisuuksien, kuten lämmönsiirron tietokonepohjaista simulointia. Simulointi rakentuu numeerisiin menetelmiin, jotka mallintavat virtauksen, virtausaineen ja virtauskanavan vuorovaikutuksia. CFD voidaan jakaa karkeasti kolmeen vaiheeseen, jotka ovat esikäsittely, laskenta ja jälkikäsittely.

Esikäsittely koostuu laskentageometrian ja laskentaverkon määrittämisestä, simuloitavien ilmiöiden valinnasta ja virtausaineen ominaisuuksien ja laskenta-alueen reunaehtojen määrittämisestä [32, s. 2–3]. Varsinkin laskentaverkon tiheys, eli kuinka moneen laskentaelementtiin laskentageometria jaetaan, vaikuttaa oleellisesti laskennan tarkkuuteen. Laskentaverkon tulee olla riittävän tiheä varsinkin alueilla, joissa virtausnopeuden gradientit ovat suuria. Tällaisia alueita ovat esimerkiksi virtauksen rajakerroksen alue virtauskanavan seinämien lähellä ja siiven jättöreuna, jossa esiintyy virtauksen pyörteilyä. [19, s. 123]

Laskentaverkkoa arvioidaan usein dimensiottoman etäisyyden lähimpään seinään (y^+) avulla

$$y^+ = \frac{\Delta n \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}}{\nu}, \quad (3.1)$$

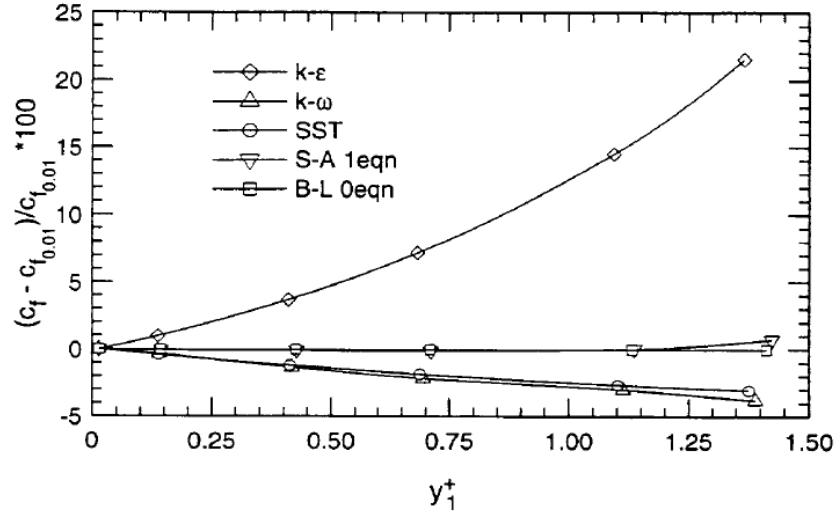
jossa Δn on tarkasteltavan laskentapisteen järjestysnumero lähimmältä seinältä laskettuna, τ_ω on viskositeetin aiheuttama leikkausjännitys tarkastelupisteessä, ρ on virtausaineen tiheys ja ν on virtausaineen kinemaattinen viskositeetti. Laskentatapaukseen, jossa seinämäkäsitely ja virtausaineen ominaisuudet vaikuttavat tuloksiin merkittävästi, kuten lämmönsiirtotapauksissa ja virtauksessa pienissä käytävissä, ensimmäisen laskentapisteen, $\Delta n = 1$, etäisyydelle suositellaan minimiarvoa $y_1^+ = 1$. [5]

Turbulenssin kineettisen energian spesifiin dissipaationopeuteen (ω) perustuvilla turbulenssimalleilla, tarkka seinämäkäsitely vaatii vähintään kymmenen laskentapistettä virtauksen rajakerroksen alueelle [4]. Tutkimuksen [18] mukaan pinnan karheuden vaikutusten numeerinen laskenta *Wilcox-k- ω* -turbulenssimallilla vaatii laskentaverkolta dimensiotonta ensimmäisen laskentapisteen etäisyyttä seinältä $y_1^+ \lesssim 0,003$ tarkkojen tulosten saavuttamiseksi. NASA:n (National Aeronautics and Space Administration) tutkimuksen [10] mukaan työssä käytetyllä *k- ω -SST*-turbulenssimallilla (Shear Stress Transport), joka pohjautuu *Wilcox-k- ω* -turbulenssimalliin, riittävä tarkkuus saavutetaan ensimmäisen laskentapisteen dimensiottomalla etäisyydellä $y_1^+ \leq 0,3$. Tulosten herkkyyys eri turbulenssimalleilla ensimmäisen laskentapisteen y^+ -arvon funktiona on esitetty kuvassa 3.1. Kuvan mukaisesti raja-arvolla $y_1^+ \approx 0,3$ kitkakertoimen (c_l) virheen suuruudeksi voidaan arvioida noin 1% verrattuna laskentaverkkoon, jossa dimensioton etäisyys on $y_1^+ \approx 0,014$. [10]

Vapaan virtauksen tarkka mallinnus vaatii laskentaverkolta paljon pienempää tiheyttä, kuin seinämävaikutusten alueen laskenta. Laskentaverkon koko vaikuttaa laskenta-aikaan, ja tulee pitää järkevissä rajoissa, joten seinämien läheisyydessä käytetään rajakerrostihennystä, jolloin laskentaverkkoa tihennetään vapaan virtauksen verkosta seinämää lähestyttäessä.

3.1.1 k- ω -SST-turbulenssimalli

Työssä käytetty *k- ω -SST*-turbulenssimalli yhdistää *Wilcox-k- ω* -turbulenssimallin edistyneen seinämäkäsitelyn *k- ε* -mallin vapaan virtauksen riippumattomuuteen. Turbulenssimallit painotetaan sekoitusfunktiolla (F_1) ja summataan. Sekoitusfunktio



Kuva 3.1 Kitkakertoimen c_t tulosten riippuvuus ensimmäisen laskentapisteen dimensiottomasta etäisyydestä y^+ [10].

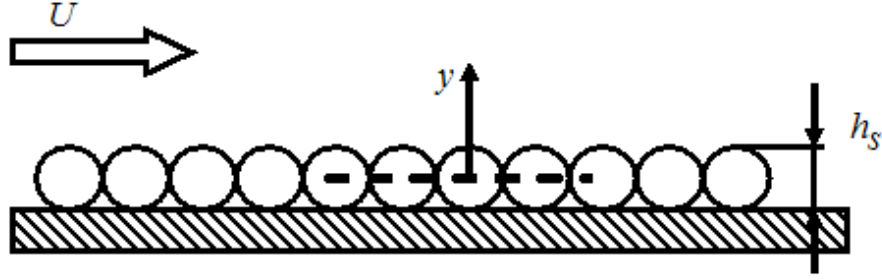
on formuloitu siten, että se saa arvon $F_1 = 1$ seinämän läheisyydessä aktivoiden $k-\omega$ -mallin ja arvon $F_1 = 0$ vapaassa virtauksessa aktivoiden $k-\epsilon$ -mallin. [6]

Seinämävaikutusten alueella aktivoituva $k-\omega$ -turbulenssimalli perustuu turbulenssin kineettisen energian (k) ja turbulenssin kineettisen energian spesifin dissipaationopeuden siirtöyhtälöihin

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + Y_\omega + D_\omega + S_\omega. \quad (3.3)$$

Yhtälöissä (3.2) ja (3.3) G on tuottotermi, Γ on efektiivinen diffusiviteetti, Y on dissipaatiotermi ja S on lähdetermi, alaindeksien mukaisesti. Laskentaohjelmiston teoriaoppaisiin [5, 6] perustuva tarkempi kuvaus turbulenssimallin teoriasta on esitetty liitteessä A. Turbulenssimalli sopii erityisesti mallintamaan virtauksen irttoamista, tarkan rajakerroskäsittelynsä ansiosta ja tuottaa klassisista turbulenssimalleista parhaat tulokset [10, 28]. Tutkimuksessa [8] ero $k-\omega$ - SST - ja $k-\epsilon$ -turbulenssimalleilla laskettujen nostokorkeuksien välillä, $KI40-140$ -pumppua vastaavan ominaispyörimisnopeuden pumpussa, oli alle 0,02%. Tutkimuksessa ei ole kuitenkaan



Kuva 3.2 Seinämäkarheuden mallintamisen periaatekuvaus ESGR-menetelmällä [5].

esitetty laskentaverkossa käytettyä rajakerrostihennystä tai y_1^+ -arvoa, joten $k-\omega$ - SST -turbulenssimallin vaatimaa tarkkuutta ei ole todistettu.

BEP-pisteen laskenta voidaan suorittaa aikariippumattomana, jos kavitointia ei esiinny. Aikariippumattomassa laskennassa yhtälöiden (3.2) ja (3.3) ensimmäiset termit saavat arvon nolla (0). Kavitoinnin tarkka simulointi vaatii aikariippuvan laskennan, jolloin laskenta-aika kasvaa noin dekadilla.

3.1.2 Seinämäkarheuden mallintaminen

Luvussa 2 esitetyllä tavalla virtauskanavan pinnankarheudella on merkittävä vaikutus työssä käsitellyn ominaispyörimisnopeuden pumpun hyötysuhteeseen. Seinämäkarheuden mallintaminen todellisuutta vastaavalla tavalla vaikuttaa siis oleellisesti laskennan tulosten todenmukaisuuteen.

Seinämäkarheutta approksimoidaan ESGR-menetelmällä (Equivalent Sand-Grain Roughness), jossa virtauskanavan pinta "päällystetään" vierekkäisillä palloilla kuvan 3.2 mukaisesti [5]. "Hiekanjyvien" halkaisijan (h_s) dimensioton muoto (h_s^+) määrittää kolme karheusalueita

$$\begin{aligned} 0 \leq h_s^+ &\leq 5 \quad \text{sileä seinä,} \\ 5 \leq h_s^+ &\leq 70 \quad \text{transitio,} \\ h_s^+ &\geq 70 \quad \text{täysin turbulentti.} \end{aligned}$$

Kuvan 3.2 mukaisesti pallojen koskettaessa toisiaan keskiakseleiltansa ne aiheuttavat tukoksen, joka mallinnetaan siirtämällä virtauskanavan seinämää pallon säteen verran seinän normaalin suuntaan [5].

Taulukko 3.1 Mitattujen karheusparametrien ja ESGR-parametrin välinen suhde, perustuu lähteeseen [1].

Karheusparametri	ESGR-karheus
R_a	5,863 R_a
R_{RMS}	3,100 R_{RMS}

ESGR-menetelmän pohjana voidaan pitää Moodyn käyrästä, jossa pinnankarheus on yhdistetty Darcyn kitkakertoimeen. Käyrästä on tuotettu laajoilla mittauksilla, joissa pinnankarheus on tuotettu pinnoittamalla virtauskanavat hiekalla. Tutkimuksessa [1] on tarkasteltu ESGR-pinnankarheusparametrin suhdetta yleisesti käytettyihin pinnankarheuden aritmeettiseen tai neliölliseen keskiarvoon, R_a ja R_{RMS} , analyttisesti. Tutkimuksessa esitetyt tulokset eivät kuvaa pinnankarheutta tarkasti, mutta parantavat tuloksia huomattavasti verrattuna tilanteeseen, jossa mitattuja R_a - tai R_{RMS} -arvoja käytetään suoraan ESGR-pinnankarheutena. Tutkimuksen muuntokaavat on esitetty taulukossa 3.1. [1]

Seinämän virtuaalisen muokkauksen lisäksi seinämäkarheusparametri täytyy määrittää transitioturbulenssille, jolloin laskentamenetelmän vaihto laminaarin ja täysin turbulentin virtauksen välillä ottaa huomioon seinämäkarheuden. Transitioturbulenssin seinämäkarheusparametri on ESGR-menetelmästä poikkeavasti pinnankarheuden huipun ja pohjan välinen etäisyys, jolloin pinnankarheuden aritmeettinen keskiarvo R_a kuvaa tilannetta hyvin.

3.1.3 Laskentaprosessi

Laskentaverkon määrittämisen jälkeen virtausta hallitsevat yhtälöt, kuten massan ja liikemäärän jatkuvuusyhtälöt, sekä turbulenssin siirtoyhtälöt integroidaan jokaisen kontrollitilavuuden yli. Integroitujen yhtälöiden laskemiseksi, yhtälöt diskretoidaan numeeriseen muotoon. [5, 32] Diskretointimenetelmiä on useita erilaisia ja menetelmän valitseminen vaikuttaa laskenta-aikaan, -tarkkuuteen ja konvergenssinopeuteen.

Työssä valittiin diskretointimenetelmäksi käytetyn ohjelmiston *High Resolution* -menetelmä, joka on formuloitu tuottamaan vain fysikaalisesti mahdollisia tuloksia. Menetelmällä integrointipisteen arvot määräytyvät ylävirran puoleisen pisteen, kerroimen ja etäisyysvektorin mukaan. Kerroin lasketaan epälineaarisesti kaikkien laskentapistettä ympäröivien pisteiden avulla, jolloin varmistetaan ettei laskettu arvo ylitä tai alita laskennallisesti parasta mahdollista arvoa. [5]

Laskenta suoritetaan iteratiivisesti koko laskentageometrian yli. Laskentakierrosten välisen erotuksen suuruuden, residuaalin, suurimman sallitun arvon määrittämisellä voidaan valita kuinka tarkka laskenta on numeerisesti. Yleisesti hyväksyttäviä tuloksia on esitetty skaalattujen residuaalien arvoilla $1 \cdot 10^{-4}$ – $1 \cdot 10^{-6}$. Virtauskoneiden laskennassa rajat asetetaan usein residuaalien neliölliselle keskiarvolle, RMS-residuaaleille (Root Mean Square).

Käytetyn ohjelmiston ratkaisija on täysin yhdistetty, jolloin virtausnopeudet eri koordinaattisuuntiin ja painekenttä ratkaistaan samanaikaisesti. Epälineaaristen yhtälöiden diskretointi suoritetaan joka kierroksella, jonka jälkeen syntyneet lineaariset yhtälöt ratkaistaan. [5]

3.2 Analyttiset laskentatavat

Viimeisen vuosikymmenen aikana CFD-laskenta on lisääntynyt teollisuudessa laskentakapasiteetin paremman saatavuuden ja kustannusten pienentymisen myötä. Nykyaikana lähes millä tahansa tietokoneella on mahdollista suorittaa vähintään alkeellista virtauslaskentaa. Tarkempaa laskentaa ja suurempia geometrioita mallinnettessa laskenta-ajat ja vaadittu laskentakapasiteetti kasvavat epälineaarisesti ja laskenta-ajan optimoinnista muodostuu tärkeä osa laskennan suorittamisen tuottavuutta.

CFD-laskennan yleistymisestä huolimatta analyttisten mitoitusmenetelmien merkitys ei ole vähentynyt. Järkevä CFD-laskentaa hyödyntävä suunnittelumenetelmä koostuu analyttisellä menetelmällä mitoitetusta perusmallista, jota optimoidaan simulointituloksien ohjaamalla tavalla.

Analyttiset mitoitusmallit perustuvat laajoihin mittaustuloksiin ja niiden perusteella tehtyihin soviteisiin. Koska mallit yhdistävät laskentamenetelmät laajalle ominaispyörimisnopeusalueelle, ne sisältävät runsaasti yksinkertaistuksia ja keskiarvotuksia, jotka mahdollisesti johtavat epäoptimaaliseen tulokseen. Mitoitusmallit ovat kuitenkin toimivaksi todettuja menetelmiä, joilla mitoitetussa pumpussa parhaan hyötysuhteen piste ja suorituskky eivät poikkeaa paljon suunnittelun lähtökohdiksi valituista halutuista arvoista.

Mitoitusmallien yksinkertaistuksista aiheutuvien hyötysuhdehäviöiden minimoimiseksi hydraulista mallia voidaan optimoida CFD-laskennan avulla. Lisäksi esim.

kavitaatioherkkyyden analysointi analyttisesti on usein tarkkuudeltaan kyseenalaista, ja tarkka analysointi vaatii numeerista simulointia.

3.2.1 Pinnankarheuden analyttinen laskenta

Pinnankarheuden vaikutusten numeerinen simulointi vaatii laskentaverkolta paljon verrattuna hydraulisesti sileän seinämän mallintamiseen alaluvussa 3.1 esitetyllä tavalla. Laskenta-aikaa saadaan vähennettyä huomattavasti, mikäli olisi mahdollista mallintaa geometria sileillä seinämällä ja skaalata tulokset jälkikäteen todelliselle pinnankarheudelle.

Tutkimuksessa [15] ja kirjassa [16, s. 132–155] on esitetty analyttinen laskentamalli pumpun hyötysuhteen skaalaamiselle, toimintapisteen ja pinnankarheuden funktiona. Menetelmä perustuu laajaan testidataan ja ottaa huomioon volumetriset häviöt, sekä levykitkahäviöt. Menetelmän avulla on mahdollista määrittää pumpun komponenteille erilaiset pinnankarheet. Skaalaus Reynoldsin luvun suhteen mahdollistaa esimerkiksi virtausaineen viskositeetin muutosten tarkastelun. [15]

Alaluvussa 3.2.1 on esitetty tutkimuksessa esitetty teoria muokattuna työn mukaisen yksiasteisen, yhden imukanavan pumpun hydraulisen hyötysuhteen ennustamiseen. [15]

Määritetään pumppua kuvaavaksi Reynoldsin luvuksi

$$Re = \frac{\omega r_2^2}{\nu}, \quad (3.4)$$

jossa r_2 on juoksupyörän ulosvirtauskanavan säde, ν on virtausaineen viskositeetti ja ω on juoksupyörän pyörimisnopeus SI-järjestelmän mukaisessa yksikössä $[\omega] = [1/s]$.

Jos vuotavista tilavuusvirroista ei ole tarkempaa tietoa, voidaan alkuperäisenä arviona käyttää vuodolle imukanavan ja juoksupyörän välillä Q_{sp} ja vuodolle aksiaalisten tasapainoreikien läpi Q_E

$$\frac{Q_{sp}}{Q_{BEP}} = \frac{4,1}{n_s^{1,6}}, \quad (3.5)$$

jossa ominaispyörimisnopeus n_s on laskettu yhtälön (2.4) mukaisesti yksiköillä $[n] =$

rpm , $[Q_{sp}, Q_{BEP}] = m^3/s$ ja $[H] = m$. Volumetriseksi hyötysuhteeksi pumpussa saadaan

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q + Q_{sp} + Q_E} . \quad (3.6)$$

Pinnankarheutena (ε) käytetään tutkimuksessa [1] esitettyä vastaavaa ESGR-menetelmän mukaista arvoa

$$\varepsilon = \frac{6R_a}{c_{eq}} , \quad (3.7)$$

jossa vakio on $c_{eq} = 2,6$ valetuille pinnoille. Yhtälön (3.7) osoittajan muunto-kerroin ESGR-parametrin maksimiarvon ja pinnankarheuden aritmeettisen keskiarvon välillä on lähes sama kuin aiemmin taulukossa 3.1 esitetty [1] mutta toisin kuin alaluvussa 3.1.2 käsitellyssä tutkimuksessa ESGR-mitta keskiarvotetaan jakamalla tulos valmistustekniikasta riippuvalla skalaarilla c_{eq} . Virtauskanavien keskimääräinen karheus määritetään

$$\varepsilon_{av,h} = (1 - a_\varepsilon)\varepsilon_p - a_\varepsilon\varepsilon_{jp} , \quad (3.8)$$

jossa alaindeksi p viittaa pumpun pesään ja alaindeksi jp juoksupyörään. Painotuskerroin a_ε lasketaan

$$a_\varepsilon = 0,98 - 0,0012n_q . \quad (3.9)$$

Yhtälö (3.9) on rakennettu vastaamaan testituloksia, jolloin pumpun pesän pinnankarheuden suhteelliset vaikutukset kasvavat ominaispyörimisnopeuden pienentyessä.

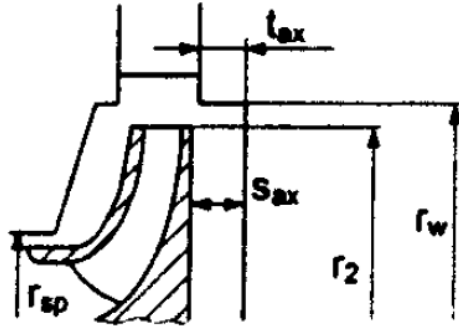
Pinnankarheuden vaikutus levykitkahäviöihin saadaan

$$f_R = \left[\frac{\log\left(\frac{12,5}{Re}\right)}{\log\left(0,2\frac{\varepsilon}{r_2} + \frac{12,5}{Re}\right)} \right]^{2,15} . \quad (3.10)$$

Virtauksen pyörteily, jos vuotoja ei oteta huomioon, saadaan

$$k_0 = \left(1 + \left(\frac{r_w}{r_2} \right)^2 \sqrt{\frac{r_w}{r_2} + 5 \frac{t_{ax}}{r_2} \frac{f_{R,p}}{f_{R,jp}}} \right)^{-1}, \quad (3.11)$$

jossa esiintyvät mitat on esitetty kuvassa 3.3 ja muuttujat $f_{R,p}$ ja $f_{R,jp}$ lasketaan pesälle ja juoksupyörälle yhtälön (3.10) mukaisesti.



Kuva 3.3 Analyttisessä mallissa käytettyjen mittojen selite [15].

Kuvassa 3.3 esitetyn mitan r_{sp} suhteen juoksupyörän ulosvirtaushalkaisijaan ollessa

$$\frac{r_{sp}}{r_2} > 0,3,$$

vuodon vaikutus levykitkahäviöön saadaan

$$f_L = \exp \left[- \frac{300 Q_{sp}}{\pi r_2^3 \omega} \left(\frac{r_2}{r_{sp}} - 1 \right) \right]. \quad (3.12)$$

Virtausaineen lämpöominaisuuksien vaikutukselle on johdettu puhtaasti empiirinen yhtälö

$$f_T = \exp \left[- 2 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\nu}{\nu_{ref}} \right)^{1,34} \right], \quad (3.13)$$

jossa ν_{ref} on referenssiviskositeetti $\nu_{ref} = 1 \cdot 10^{-6}$. Yhtälöstä nähdään lämpövaiku-

tusten vedelle olevan $f_T = 0,9998 \approx 1$.

Levykitkahäviökerroin saadaan yhdistämällä yhtälöt (3.11)–(3.13)

$$k_{RR} = \left[\frac{\pi}{2Re\ s_{ax}^+} + \frac{0,0625}{Re^{0,2}} (1 - k_0)^{1,75} f_{R,jp} f_L \right] f_T , \quad (3.14)$$

jossa s_{ax}^+ on dimensiottomaksi skaalattu mitta

$$s_{ax}^+ = \frac{s_{ax}}{r_2} . \quad (3.15)$$

Levykitkahäviön osuus voidaan laskea

$$\left(\frac{P_{RR}}{P_u} \right)_M = \frac{31680 k_{RR,M} f_{geo}}{n_s^2 \psi^{2,5}} , \quad (3.16)$$

jossa P_u on käyttöteho, f_{geo} on tavallisille juoksupyörille $f_{geo} \approx 1,22$ ja k_{RR} lasketaan mallille M yhtälöstä (3.14). Yhtälössä ψ on teoreettinen nostokorkeuskerroin

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} . \quad (3.17)$$

Mekaanisten häviöiden osuudeksi voidaan arvioida

$$\frac{P_m}{P_u} = \frac{0,0045}{\eta} \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0,4} \left(\frac{n_{ref}}{n} \right)^{0,3} , \quad (3.18)$$

jossa Q_{ref} ja n_{ref} ovat referenssiarvot tilavuusvirralle $Q_{ref} = 1\ m^3/s$ ja pyörimisnopeudelle $n_{ref} = 1500\ rpm$.

Hydraulinen hyötysuhde voidaan määrittää mallin mitatun hyötysuhteen, sekä mallin ja prototyypin häviöanalyysin avulla

$$\eta_h = \frac{\eta}{\eta_{vol} \left\{ 1 - \eta \left[\left(\frac{\Sigma P_{RR}}{P_u} \right)_M \frac{k_{RR,a}}{k_{RR,M}} + \frac{P_m}{P_u} \right] \right\}} . \quad (3.19)$$

Kriittinen arvo yhtälön (3.4) mukaiselle Reynoldsin luvulle voidaan määrittää turbulenssin intensiteetin (I) avulla

$$Re_{crit} = \frac{3 \cdot 10^6}{1 + 10^4 I^{1,7}} . \quad (3.20)$$

Yhtälö (3.20) on voimassa, kun intensiteetti on $I < 0,1$. Kitkakerroin turbulentille ja laminaarille virtaukselle saadaan

$$c_f = \begin{cases} 0,136 \left\{ -\log \left(0,2 \frac{\varepsilon}{r_2} + \frac{12,5}{Re} \right) \right\}^{-2,15} & \text{jos } Re_{crit} \leq Re \\ \frac{2,65}{Re^{0,875}} - \frac{2}{8 + 0,016/Re} + \frac{1,328}{\sqrt{Re}} & \text{jos } 0,01 < Re < Re_{crit} . \end{cases} \quad (3.21)$$

Reynoldsin luvusta riippuvainen osuus häviöistä voidaan määrittää

$$\frac{\zeta_{R,M}}{\psi_{BEP}} = \left\{ \frac{1}{\eta_{h,M}} - 1 \right\} (a_1 - b_1 n_q) , \quad (3.22)$$

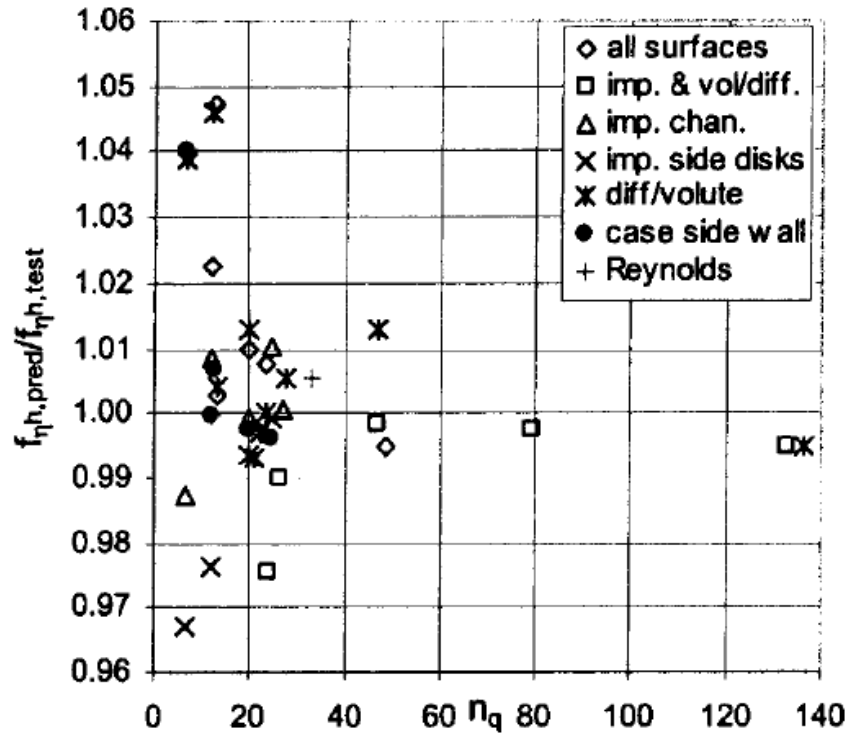
jossa vakiot ovat $a_1 = 0,635$ ja $b_1 = 0,0016$. Vakioiden suuruus on määritelty vastaamaan mahdollisimman suurta määrää testituloksia.

Prototyypille voidaan ennustaa hydraulinen hyötysuhde

$$\eta_{h,a} = f_{\eta_h} \eta_{h,M} , \quad (3.23)$$

jossa kerroin f_{η_h} saadaan yhtälöiden (3.22) ja (3.21) avulla

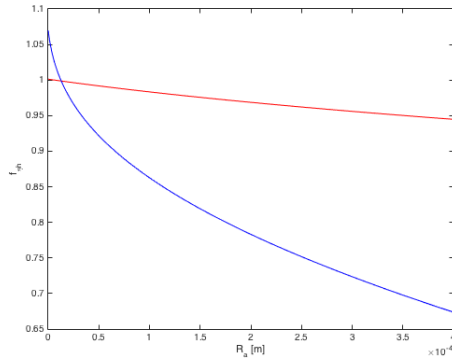
$$f_{\eta_h} = 1 - \frac{\zeta_{R,M}}{\psi_{BEP}} \left(\frac{c_{f,a}}{c_{f,M}} - 1 \right) . \quad (3.24)$$



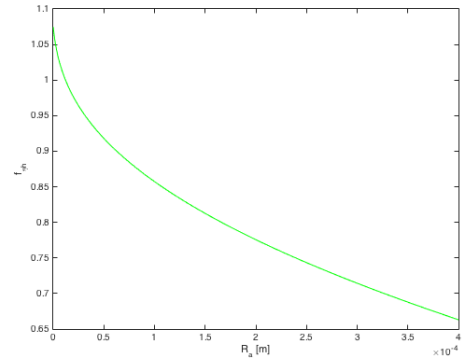
Kuva 3.4 Analyttisellä menetelmällä ennustettujen ja mitattujen hydraulisten hyötysuhdekertoimien suhde dimensiottoman ominaispyörimisnopeuden funktiona [15].

Menetelmällä ennustettujen ja mitattujen kertoimien suhde $f_{\eta_h, pred}/f_{\eta_h, test}$ yhtälössä (2.5) esitetyn dimensiottoman ominaispyörimisnopeuden funktiona on esitetty kuvassa 3.4. Kuvan mukaisesti menetelmän tarkkuus heikkenee huomattavasti ominaispyörimisnopeuden pienentyessä. Käyttäytymisen voidaan olettaa johtuvan kitkahäviöiden vahvasti epälineaarisen luonteen ja menetelmässä käytettyjen skalaarikertoimien a_1 ja b_1 keskiarvottamisesta laajalle ominaispyörimisnopeusalueelle yhteisvaikutuksesta. Kuvan mukaisesti välillä $20 \leq n_q \leq 40$ suurin hajonta hyötysuhdekertoimien suhteessa on noin 2,5%, ominaispyörimisnopeuden arvolla $n_q \approx 25$. Menetelmän voidaan siis olettaa toimivaksi työssä tarkastellun pumpun tapauksessa hyötysuhteen parantuessa yli 2,56 prosenttiyksikköä.

Kuvissa 3.5 ja 3.6 on esitetty analyttisen laskennan tulokset. Laskenta suoritettiin asettamalla alkuperäisen mallin pinnankarheudeksi $R_a = 12,5 \mu m$ diffusorille ja $R_a = 6,3 \mu m$ juoksupyörän ulkopinnoille, perustuen tuotteen valu- ja koneistuspiirustuksiin. Kuvassa 3.5(a) on esitetty juoksupyörän (punainen) ja diffusorin (sininen) pinnankarheuden vaikutus hydrauliseen hyötysuhdekertoimeen f_{η_h} , pitämällä



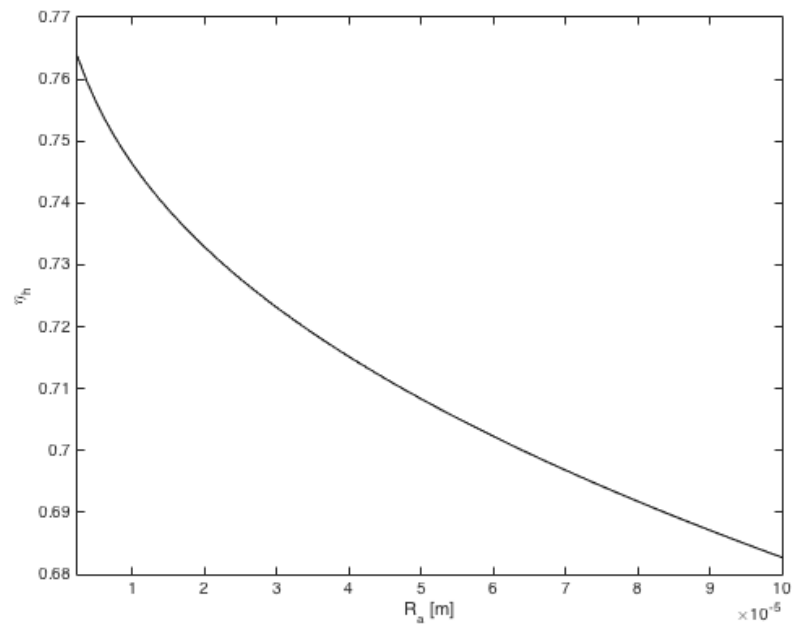
(a) Juoksupyörän (pun.) ja diffuusin (sin.) pinnankarheuden vaikutus hyötysuhdekertoimeen.



(b) Yhdistetty pinnankarheuden vaikutus hyötysuhdekertoimeen.

Kuva 3.5 Analyttisen laskennan tulokset hyötysuhdekertoimelle f_{η_h} pinnankarheuden funktiona vaihteluvälillä $0 \mu\text{m} \leq R_a \leq 400 \mu\text{m}$.

toinen komponentti vakiona. Kuvasta nähdään levykitkahäviön ennustettu vähäinen merkitys. Kuvassa 3.5(b) on esitetty pinnankarheuksien yhteinen vaikutus hydrauliseen hyötysuhdekertoimeen, joka osoittautuu palautuvan kuvan 3.5(a) komponenttien kertoimien tuloksi, kuten intuitiivisesti voidaan olettaa.



Kuva 3.6 Yhdistetyllä pinnankarheudella lasketun hyötysuhdekertoimen teoreettinen vaikutus pumpun KI40-140 hyötysuhteeseen.

Kuvassa 3.6 on esitetty ennustettu hydraulinen hyötysuhde pinnankarheuden arvoilla $2,4 \mu m \leq R_a \leq 100 \mu m$. Kuvan esittämällä tavalla hydraulisen hyötysuhteen voidaan ennustaa paranevan jopa 7–8 prosenttiyksikköä parantamalla valuprosessin pinnanlaatua mahdollisissa rajoissa. Tulosta arvioidessa tulee huomioida mallin suuri virhemarginaali. Olettamalla pumpun ominaispyörimisnopeuden alueella, kuvassa 3.4 suurin mitattu virhe 2,5%, hydraulinen hyötysuhde paranee mallin ennustuksen mukaan noin 6 prosenttiyksikköä siirtymällä nykyisestä pinnankarheudesta $R_a = 100 \mu m$ tarkkuusvaluun.

3.2.2 Juoksupyörän analyttinen mitoitus

Juoksupyörän analyttiseksi mitoitusmalliksi valitaan Gülichin [16, s. 380–396] esittämä menetelmä.

Suunnittelun lähtökohtana on halutut arvot nostokorkeudelle, tilavuusvirralle ja pyörimisnopeudelle. Haluttu tilapiste mitoitetaan parhaan hyötysuhteen pisteeksi. Halutun toimintapisteen arvoista voidaan määrittää yhtälön (2.4) mukainen ominaispyörimisnopeus.

Arvioimalla volumetrinen hyötysuhde (η_{vol}) saadaan pumpun todelliseksi tilavuusvirraksi

$$Q_p = \frac{Q_{BEP}}{\eta_{vol}} . \quad (3.25)$$

Pumpun moottorin akselin halkaisija (d_{sh}) vaikuttaa juoksupyörän geometriaan ja suunnittelun lähtiessä liikkeelle hydraulisesta mallista akselihalkaisijaa voidaan arvioida väännöstä aiheutuvan leikkausjännityksen avulla. Koska työ käsittelee hydraulisen hyötysuhteen optimointia pumpussa, jonka toiminta-alueella on tuotannossa oleva pumppu, akselihalkaisija pidetään vakiona. Pumpun BEP-pisteessä tavoiteltava painekerroin saadaan

$$\psi_{opt} = 1.21 f_T e^{-0,77 n_q / n_{q,ref}} . \quad (3.26)$$

Yhtälö (3.26) on sovite laajasta, usean valmistajan pumppujen, mittausdatasta. Yhtälö sopii pumpuille kaikilla ominaispyörimisnopeuden arvoilla. Yhtälössä vakion

f_T arvo riippuu pumpputyypistä. Tavallisesti pienen nostokorkeuden pumpuissa (ESCC ja ESCCi) painekerroin lasketaan vakion arvolla $f_T = 1,1$. Ominaispyörimisnopeuden referenssiarvon suuruus on $n_{q,ref} = 100$. [16, s. 123–125]

Arvio juoksupyörän ulosvirtaushalkaisijalle saadaan

$$d_2 = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{2gH_{BEP}}{\psi_{opt}}} . \quad (3.27)$$

Tarvittavan ainepaksuuden takaamiseksi juoksupyörän navan (hub) halkaisija (d_h) saadaan valitsemalla välille $1,3 d_{sh} \leq d_h \leq 1,4 d_{sh}$ sijoittuva valmistusteknisesti järkevä arvo.

Juoksupyörän dimensioton sisäänvirtaushalkaisija (d_1^*) saadaan yhtälöstä

$$d_1^* = f_{d_1} \sqrt{d_h^{*2} + 1,48 \cdot 10^{-3} \psi_{opt} \frac{n_q^{1,33}}{(\eta_{vol} \delta_r)^{0,67}}} , \quad (3.28)$$

jossa d_h^* on dimensioton napahalkaisija $d_h^* = d_h/d_2$. Vakiotermi f_{d_1} määräytyy ominaispyörimisnopeuden avulla

$$f_{d_1} = \frac{1,05 - 1,15}{40 - 15} (n_q - 15) + 1,15 , \quad (3.29)$$

ja apumuuttuja δ_r määritetään

$$\delta_r = 1 - \frac{c_{m1}}{u_{m1} \tan(\alpha_1)} . \quad (3.30)$$

Yhtälön (3.30) pyörimisnopeus (u_1) ja kokonaismeridiaaninopeus (c_{m1}) lasketaan

$$u_1 = \frac{\pi n d_1}{60} , \quad (3.31)$$

$$c_{m1} = \frac{Q_p}{A_1} . \quad (3.32)$$

Yhtälössä (3.32) A_1 on juoksupyörän sisäänvirtauspinta-ala, joka saadaan

$$A_1 = \frac{\pi(d_1^2 - d_h^2)}{4} . \quad (3.33)$$

Yhtälöt (3.28)–(3.33) yhdistämällä saadaan juoksupyörän sisäänvirtaushalkaisijalle iteroitava yhtälö

$$d_1 = f_{d_1} d_2 \sqrt{d_h^{*2} + 1,48 \cdot 10^{-3} \psi_{opt} \frac{n_q^{1,33}}{(\eta_{vol}(1 - \frac{240Q_p}{\pi^2 n d_1 (d_1^2 - d_h^2) \tan(\alpha_1)}))^{0,67}}} . \quad (3.34)$$

Mikäli sisäänvirtauksen oletetaan olevan pyörteetöntä yhtälöissä (3.28) ja (3.34) esiintyvä kohtauskulma (α_1) saa arvon $\alpha_1 = 90^\circ$, jolloin yhtälö (3.34) supistuu muotoon, jota ei tarvitse iteroida

$$d_1 = f_{d_1} d_2 \sqrt{d_h^{*2} + 1,48 \cdot 10^{-3} \psi_{opt} \frac{n_q^{1,33}}{\eta_{vol}^{0,67}}} . \quad (3.35)$$

Juoksupyörän siiven optimaalisen muodon määrittäminen on monimutkainen prosessi, joka vaatii usein kompromisseja tavoiteltujen ominaisuuksien ja valmistuskustannusten välillä. Jos siiven ja virtauksen kohtauskulma juoksupyörän sisäänvirtauskanavassa β_{1i} on huonosti mitoitettu, kavitoinnin riski, varsinkin PL-tilapisteessä, lisääntyy. Kohtauskulma voidaan mitoitaa siiven tuloreunalle virtauskanavan halkaisijan funktiona tai vakioarvona. Kohtauskulman mitoitus muuttuvana johtaa kahden suuntaan kaarevaan siipeen ja korostuneisiin valmistuskustannuksiin. Kohtauskulma saadaan laskettua

$$\beta_{1i} = \tan^{-1} \left(1 - \frac{c_{m1} \tau_1}{u_1 - c_{u1}} \right) , \quad (3.36)$$

jossa pyörimisnopeus ja sisäänvirtauksen meridiaaninopeus lasketaan yhtälöistä (3.31) ja (3.32) ja virtausaineen pyörimissuunnan nopeuskomponentti lasketaan

$$c_{u1} = \frac{c_{m1}}{\tan(\alpha_1)} , \quad (3.37)$$

jonka arvo lähestyy nollaa sisäänvirtauksen pyörteilystä aiheutuvan kohtauskulman α_1 lähestyessä pyörteetöntä arvoa $\alpha_1 = 90^\circ$. Yhtälön (3.36) muuttuja τ_1 on siipien geometriasta riippuva sisäänvirtauskanavan tukkeuma

$$\tau_1 = \left[1 - \frac{zs}{\pi d_1 \sin(\beta_1) \sin(\lambda_{jp})} \right]^{-1}, \quad (3.38)$$

jossa z on siipien lukumäärä, s on siipien paksuus ja λ_{jp} on siipien välinen kulma. Yhdistämällä yhtälöt (3.36)–(3.38), myös kulmalle β_{1i} saadaan iteroitava yhtälö. Sisäänvirtauksen siiven kohtauskulman alaindeksi i viittaa joko siiven ja navan kohtauspisteeseen h , siiven ja vaipan (shroud) kohtauspisteeseen s tai siiven geometriseen keskilinjaan (mean) m . Kulman arvo muuttuu halkaisijan d_{1i} funktiona. Käytännössä halkaisijaksi d_{1s} valitaan yhtälön (3.28) avulla laskettu halkaisija $d_{1s} = d_1$. Pumpuissa, joiden ominaispyörimisnopeus on $n_q \leq 30$ halkaisija d_{1h} tulee valita mahdollisimman lähelle minimiarvoaan d_h tasaisesti käyttäytyvän toimintakäyrän aikaansaamiseksi. Suuremman ominaispyörimisnopeuden pumpuissa halkaisijan d_{1h} valitseminen pieneksi johtaa suuriin kohtauskulmiin ja lisää kavitoinnin riskiä BEP-toimintapistettä pienemmillä tilavuusvirroilla. [16, s. 384] Siiven keskilinjan halkaisija saadaan geometrisena keskiarvona

$$d_{1m} = \sqrt{\frac{d_{1s}^2 + d_{1h}^2}{2}}. \quad (3.39)$$

Jos juoksupyörään halutaan valmistusteknisistä syistä suora siipi, mitoitus suoritetaan käyttämällä halkaisijaa d_{1m} .

Juoksupyörän ulosvirtausgeometrian mitoituksessa siiven pituus (b_2), ulosvirtauksen kulma (β_2) ja siipien lukumäärä (z) vaikuttavat vahvasti toisiinsa ja arvot tulee laskea vastaamaan samaa mitoituspistettä. Siipikulman β_2 arvot vaihtelevat tavallisesti välillä $15^\circ \leq \beta_2 \leq 45^\circ$ juoksupyörille, joissa on 5–7 siipeä [16, s. 386].

Siipiluvun valinta tulee suorittaa siten, että toimintakäyrä käyttäytyy stabiilisti. Siipiluku vaikuttaa olennaisesti myös yksittäisen siiven kuormitukseen. Liian alhaisella siipikuormalla virtauksen kitkahäviöt kasvavat, kun taas suurella siipikuormalla virtaus siipisolassa ei jakaudu tasaisesti ja turbulenssin dissipaation aiheuttamat häviöt kasvavat. Siipiluvuksi ominaispyörimisnopeusalueella $10 \leq n_q \leq 120$ valitaan tavallisesti 5–7 siipeä. [16, s. 381]

Sallitut siipikuorman arvot saadaan ominaispyörimisnopeuteen perustuvalla sovitteella

$$\xi_{sall} = (1 \pm 0,15) \left(\frac{n_{q,ref}}{n_q} \right)^{0,77}, \quad (3.40)$$

jossa ominaispyörimisnopeuden referenssiarvo on $n_{q,ref} = 40$.

Siipien aiheuttama tukkeuma juoksupyörän ulosvirtauskanavassa saadaan laskettua

$$\tau_2 = \left(1 - \frac{zs}{\pi d_2 \sin(\beta_2) \sin(\lambda_{jp})} \right)^{-1}. \quad (3.41)$$

Juoksupyörä ei todellisuudessa kykene muuttamaan virtauksen suuntaa täysin alaluussa 2.1 esitetyllä tavalla. Tällöin siiven jättöreunan ja juoksupyörältä poistuvan virtauksen välillä on suhteellista nopeutta (slip velocity). Useita teorioita on kehitetty suhteellisen nopeuden huomioon ottamiseksi suunnitteluvaiheessa, tavallisesti lisäämällä laskentaan ns. slip factor (γ). [22, s. 279]

Gülich ehdottaa slip factoriksi

$$\gamma = f_1 \left(1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_2)}}{z^{0,7}} \right) k_w, \quad (3.42)$$

jossa f_1 on radiaali juoksupyörälle $f_1 = 0,98$ ja kerroin k_w riippuu juoksupyörän sisäänvirtauskanavan vaikutuksesta. Raja-arvo skaalatulle halkaisijalle $d_{1m}^* = d_{1m}/d_2$ saadaan

$$\varepsilon_{lim} = \exp \left(- \frac{8,16 \sin(\beta_2)}{z} \right). \quad (3.43)$$

Kertoimen k_w arvo saadaan määritettyä

$$k_w = \begin{cases} 1 & \text{jos } d_{1m}^* \leq \varepsilon_{lim} \\ 1 - \left(\frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^3 & \text{jos } \varepsilon_{lim} < d_{1m}^* \end{cases} . \quad (3.44)$$

Juoksupyörän ulosvirtauksen päämitat suunnitellaan, siten että haluttu nostokorkeus toteutuu yhtälön

$$H = \frac{\eta_h u_2^2}{g} \left[\gamma - \frac{Q_p}{A_2 u_2 \tan(\beta_2)} \left(\tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan(\beta_2)}{A_1 \tan(\alpha_1)} \right) \right] , \quad (3.45)$$

mukaisesti.

Olettamalla juoksupyörälle saapuva virtaus pyörteettömäksi yhtälö (3.45) yksinkertaistuu muotoon

$$H = \frac{\eta_h u_2^2}{g} \left[\gamma - \frac{Q_p}{A_2 u_2 \tan(\beta_2)} \tau_2 \right] . \quad (3.46)$$

Yhtälöissä (3.45) ja (3.46) ulosvirtauspoikkipinta-ala A_2 riippuu siiven pituudesta ulosvirtausreunalla (b_2)

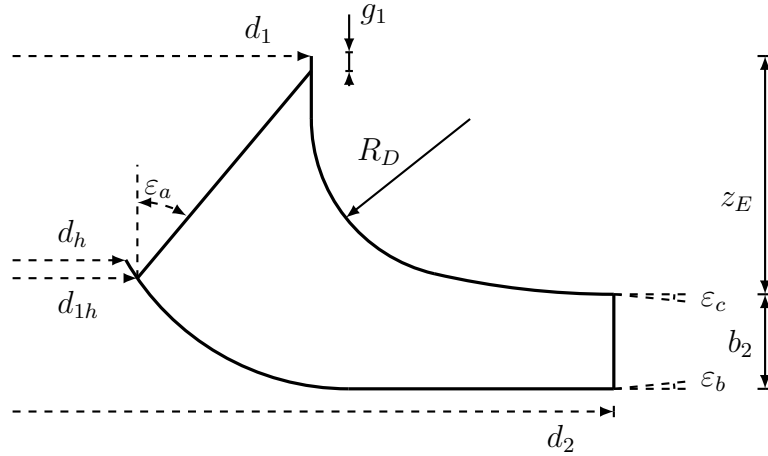
$$A_2 = \pi d_2 b_2 . \quad (3.47)$$

Sijoittamalla yhtälöt (3.41)–(3.44) ja (3.47) yhtälöön (3.45) tai (3.46) voidaan sieventää kulmalle β_2 iteroitava yhtälö. Pumpuille, joiden ominaispyörimisnopeus on $n_q \geq 40$ –60 siiven ulosvirtauksen kulman β_2 ei tulisi olla vakio ulosvirtauksen leveydellä [16, s. 386].

Juoksupyörän dimensioton ulosvirtausleveys b_2^* määritetään

$$b_2^* = \frac{b_2}{d_2} . \quad (3.48)$$

Suhteellinen ulosvirtausleveys tulee valita pienen ominaispyörimisnopeuden pumpuissa riittävän isoksi, jotta saavutetaan stabiili toimintakäyrä. Toisaalta virtauksen ulosvir-



Kuva 3.7 Juoksupyörän meridiaanitason kuvaus, perustuu lähteeseen [16, s. 390].

tausprofiilin epätasaisuus kasvaa suhteessa leveyden b_2^* kasvuun, mikä lisää turbulenssin dissipaatiosta aiheutuvia häviöitä, sekä kavitoinnin riskiä juoksupyörässä. Toimintakäyrä saadaan käyttäytymään tasaisesti virtauksen pienentyessä lähelle toiminnan rajoja lisäämällä pyörteilyä juoksupyörän jättöreunalla. [16, s. 225, 247, 266]

Juoksupyörän meridiaanitason suunnitteluparametreja on esitetty kuvassa 3.7. Juoksupyörille, joissa on aksiaalinen sisäänvirtaus kulman ε_a arvo on optimi välillä $\varepsilon_a \approx 30^\circ\text{--}40^\circ$. Kulmien ε_b ja ε_c arvot valitaan ominaispyörimisnopeuden mukaan. Ominaispyörimisnopeuksille $n_q < 20$ kulmaksi ε_c valitaan usein $\varepsilon_c = 0^\circ$. Vastaavasti kulmaksi ε_b valitaan usein $\varepsilon_b = 0^\circ$ ominaispyörimisnopeuksilla $n_q < 30$. Suuremmilla ominaispyörimisnopeuksilla ε_b on aina positiivinen, mutta pienempi, kuin kulma ε_c . [16, s. 390–391]

Kuvassa 3.7 esitetyille mitoille z_E ja R_D voidaan määrittää arvot

$$z_E = a \frac{d_1 - d_h}{2} \left(\frac{n_q}{n_{q,ref}} \right)^x, \quad (3.49)$$

$$R_D = \frac{1}{2} f(d_1 - d_h). \quad (3.50)$$

Yhtälössä (3.49) kertoimet a ja x määrittyvät pumpputyypin mukaan. Juoksupyörälle, joka on laakeroidun akselin päässä kertoimet ovat $a = 0,75$ ja $x = -0,05$ ja omi-

naispyörimisnopeuden referenssiarvo on $n_{q,ref} = 1$. Yhtälön (3.50) kerroin f vaihtelee välillä $0,6 \leq f \leq 0,8$. Pienissä pumpuissa mitat z_E ja R_D valitaan usein yhtälöiden (3.49) ja (3.50) tuloksia pienemmiksi. Lisäksi R_D säteisen kaaren ei tule olla tangentiaalinen sisäänvirtauskanavaan tasaisemman painejakautuman aikaansaamiseksi. Usein tasoon lisätään lyhyt suora g_1 .

Siipikuorman laskeminen vaatii juoksupyörän päämittojen ja siiven muodon mitoittamista. Siiven kulman kehitykselle tuloreunalta lähtöreunalle voidaan valita useita erilaisia tapoja. Esimerkiksi lineaarinen ja neliöllinen kehitys on tavallisia vaihtoehtoja. Siipikuorma saadaan laskettua

$$\xi_{eff} = \frac{2\pi\psi_{opt}}{\eta_h z L^* (w_1^* + w_2^*)} , \quad (3.51)$$

jossa L^* on halkaisijalla d_2 skaalattu siiven pituus $L^* = L/d_2$ ja nopeudet ovat skaalattuja indeksiä vastaavalla kehänopeudella $w_1^* = w_1/u_1$ ja $w_2^* = w_2/u_2$. Jos yhtälön (3.51) siipikuorma ylittää yhtälöllä (3.40) määritetyn sallitun arvon, mitoitus tulee suorittaa uudestaan kasvattamalla siipilukua. Vastaavasti siipikuorman jäädessä liian pieneksi siipilukua tulee pienentää. Siipikuorman suuruutta voidaan myös säätää siipiluvun muuttamista hienovaraisemmin muuttamalla halkaisijan d_2 suuruutta.

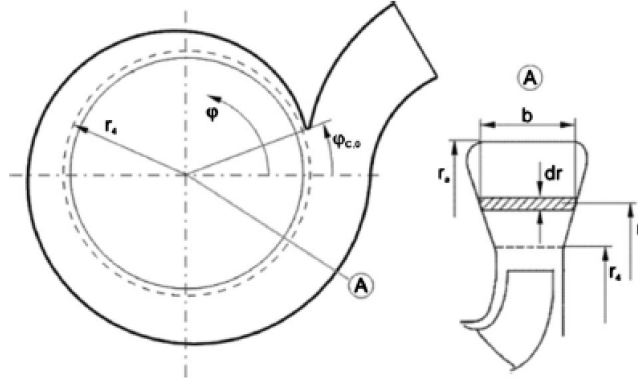
Juoksupyörän mitoitukseen käytetty MatLab-pääohjelma on esitetty liitteessä B. Pääohjelmassa käytetyt apuohjelmat siipikulmien iterointiin on esitetty liitteissä C ja D.

3.2.3 Pesän mitoitus

Pumpun pesän mitoitus perustuu juoksupyörän mitoitukseen. Juoksupyörän mitoituksen jälkeen pesän kielen säde (r_4), sekä pesän lähtökorkeus (b_4) päätetään siten, että juoksupyörä mahtuu pesään. Pesän päämitat on esitetty kuvassa 3.8.

Pesän mitoituksen perusta on esitetty yhtälössä (3.52)

$$Q_\varphi = \int c_u dA = \int_{r_4}^{r_a} c_u b(r) dr . \quad (3.52)$$



Kuva 3.8 Pesän päämitat [29].

Yhtälön mukaisesti tilavuusvirta minkä tahansa pesän poikkileikkauksen (a) läpi, kulmalla (φ) voidaan esittää nopeuden kehäsuunnan komponentin, sekä poikkileikkauksen pinta-alan tulona. [29]

Olettamalla, että tilavuusvirta on suoraan verrannollinen kiertokulmaan

$$Q_\varphi = Q_d \frac{\varphi}{2\pi}, \quad (3.53)$$

ja sijoittamalla yhtälöön (3.52) saadaan

$$\varphi = \frac{2\pi}{Q_d} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} c_u b(r) dr. \quad (3.54)$$

Yhtälö (3.54) sitoo ulosvirtaustilavuusvirran (Q_d) kiertokulman nopeuden normaalkomponenttiin sekä poikkileikkauksen pinta-alaan. Pesä voidaan mitoittaa vakionopeuden- tai vakiopyörteilyn periaatteen mukaisesti, siten että

$$c_u r^x = \text{vakio}, \quad (3.55)$$

jossa

$$\begin{cases} x = 0, & \text{vakionopeus} \\ x = 1, & \text{vakiopyörteily.} \end{cases} \quad (3.56)$$

Pesän mitoituksessa on myös mahdollista valita arvoja yhtälön (3.56) määrittämien reuna-arvojen väliltä. [29]

Kuvan 3.8 mukaisesti, vällys pesän vedenjakajan, sekä juoksupyörän välillä täytyy valita. Valinta tehdään määrittämällä pesän perussäde r_4 . Pienentämällä juoksupyörän ja pesän vedenjakajan välistä tilaa suurempi osa juoksupyörältä poistuvasta virtauksesta kulkee pesän diffuusoriin. Vaihtoehtoisesti pienempi vällys aiheuttaa kasvaneen riskin virtauksen kavitointiin vedenjakajan jälkeen varsinkin ylivirtausalueella. [34, 9]

Tutkimuksessa [34] paras hyötysuhde ominaispyörimisnopeudeltaan tätä työtä vastaavalle pumpulle saatiin asettamalla pesän perushalkaisijaksi

$$d_4 = 1,107d_2, \text{ kun } d_4 = 2r_4. \quad (3.57)$$

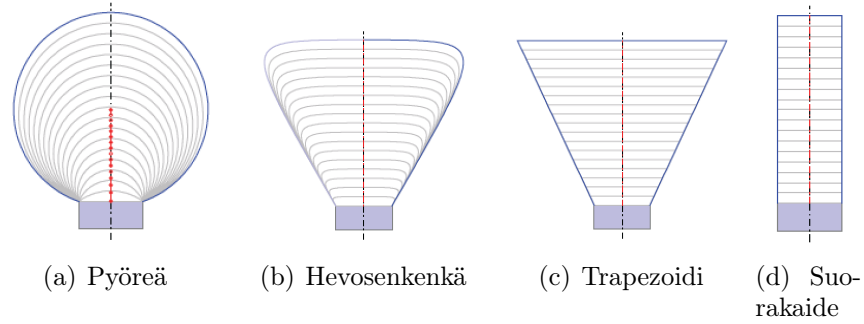
Pesän muotoilun vaikutus hyötysuhteeseen

Pumpun pesän poikkileikkauksen geometria, sekä pesän poikkileikkauksen keskipisteen sijainti suhteessa juoksupyörään vaikuttaa pesässä tapahtuvan pyörteilyn ja sitä kautta pesässä muodostuvien virtaushäviöiden suuruuteen.

Tutkimuksen [23] tulosten mukaisesti tasaisin virtausprofili pesässä saavutetaan yhdistämällä pesän poikkileikkaus tangentiaalisesti, keskipiste juoksupyörän imukanan puolella, juoksupyörän ulosvirtaukseen nähden. Tutkimuksessa käsiteltiin keskipakokompressoria, joten tulokset eivät suoraan skaalaudu vesipumppuihin, sillä veden dynaaminen viskositeetti on kolme dekadia ilman dynaamista viskositeettia suurempi.

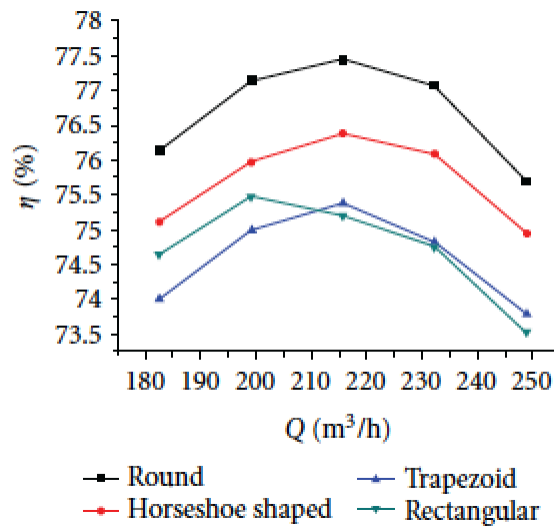
Tutkimuksessa [34] on verrattu eroja erilaisten pesän poikkileikkausgeometrioiden, sekä vakionopeuden ja vakiopyörteilyn avulla suunniteltujen pesien vaikutuksesta pumpun hyötysuhteeseen. Tutkittu pumppu on ominaispyörimisnopeudeltaan, $n_s \approx 23$, eli lähellä työssä mitoitettua pumppua.

Tutkimuksessa havaittiin kuvan 3.9 mukaisilla geometrioilla pyöreän 3.9(b) poikkileikkauksen tuottavan noin 1,5 % paremman maksimihyötysuhteen verrattuna toiseksi parhaimpaan hevosenkenkäpoikkileikkaus-malliin. Vastaavasti vakiopyörteilyn mukaisesti suunniteltu pesä tuotti noin prosentin paremman hyötysuhteen, verrattuna



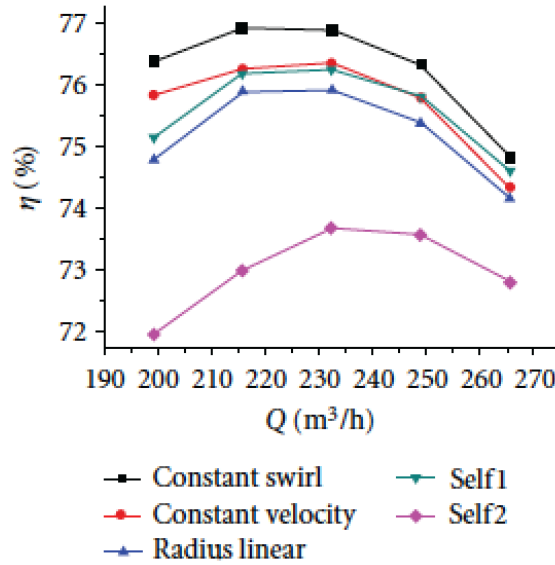
Kuva 3.9 Tutkimuksessa [34] tutkitut poikkileikkausgeometriat.

vakionopeuden perusteella suunniteltuun. Tutkimuksen tulokset on esitetty kuvissa 3.10 ja 3.11. [34]



Kuva 3.10 Hyötysuhteet kuvan 3.9 mukaisilla pesän poikkileikkauksilla. [34]

Työssä mitoitettiin kaksi pesää, vakionopeudelle mitoitettuun pesään valittiin pyöreä poikkileikkaus, joka tutkimuksen [23] mukaisesti asetettiin tangentiaalisesti, imukanavan puolelle. Toinen pesä mitoitettiin vakiopyörteilyn mukaisesti, symmetriseksi hevosenkenkämuodoksi. Vakiopyörteilyn pesään valittiin hevosenkenkä pyöreää poikkileikkausta huomattavasti helpomman formuloinnin vuoksi. Vakiopyörteilyn pesä mitoitettiin trapezoidina, johon lisättiin pyöritykset, siten että poikkileikkausten pinta-alat pidettiin mitoituksessa vakiona pyörityksistä huolimatta.



Kuva 3.11 Hyötysuhteet vakiopyörteilyn, vakionopeuden, lineaarisen ja kahden tutkimuksessa kehitetyn pesäimtoitustavan välillä. [34]

Pesä vakionopeuden mukaisesti

Pesän mitoitus vakionopeuden mukaan toteutettiin [16, s. 455] mukaisesti. Pesän mitoituksessa ei otettu huomioon juoksupyörän ja pesän välyksistä aiheutuvia vuotohäviöitä.

Pesän perushalkaisija määritetään antamalla kerroin C_{vol} , jolloin

$$d_4 = C_{vol}d_2. \quad (3.58)$$

Virtauksen kehäsuuntainen nopeus pesän sisäänvirtauksen kohdalla saadaan yhtälöstä

$$c_{u4} = \frac{d_2 c_{u2}}{d_4}. \quad (3.59)$$

Poikkipinta-ala kohdalle vedenjakajan jälkeen, josta diffuusori alkaa, saadaan johdettua yhtälöistä (3.60)-(3.62)

$$X_d = \frac{Q}{\pi c_{u2} r_2} \frac{\varphi_d}{2\pi}, \quad (3.60)$$

jossa muuttuja φ_d määräytyy yhtälöryhmästä

$$\varphi_{ds} = \begin{cases} 2\pi & , \text{ jakamaton pesä} \\ \pi & , \text{ seinämällä jaettu pesä.} \end{cases} \quad (3.61)$$

Poikkipinta-alan halkaisija saadaan

$$d_d = X_d \sqrt{2d_4 * X_d}, \quad (3.62)$$

josta poikkipinta-alaksi saadaan

$$A_d = \frac{\pi d_d^2}{4}. \quad (3.63)$$

Virtausnopeus diffuusorin alussa saadaan

$$c_d = \frac{Q_d}{A_d}. \quad (3.64)$$

Pesän poikkileikkauksen pinta-ala, millä tahansa kulman φ arvolla saadaan, pitämällä virtausnopeus c_d vakiona

$$A(\varphi) = \frac{Q(\varphi)}{c_d} = \frac{Q_d \varphi}{c_d \varphi_d} = A_d \frac{\varphi}{\varphi_d}. \quad (3.65)$$

Yhtälön (3.65) mukaisesti vakionopeuden mukaan mitoitettun pesän poikkipinta-alat ovat suoraan verrannollisia kiertokulmaan φ . [16, s. 455-461]

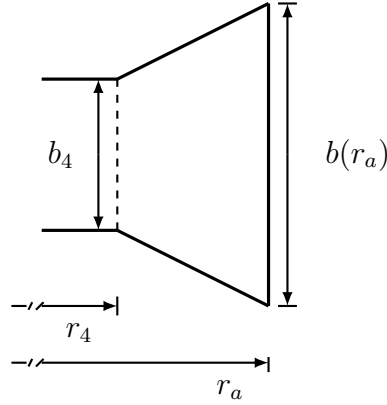
Pesä vakiopyörteilyn mukaisesti

Vakiopyörteilyn mukaisesti mitoitettun pesän poikkipinta-alojen geometriaksi valittiin kuvan 3.9 mukainen trapezoidi, josta muokattiin hevosenkenkämuoto lisäämällä pyöristykset ja muuttamalla poikkileikkauksen sädettä $r(\varphi)$ siten, että kunkin poikkileikkauksen pinta-ala pysyi mitoitusta vastaavana.

Mitoitukseen valittiin pesän korkeuden ja säteen väliseksi yhtälöksi

$$b(r) = r - r_4 + b_4. \quad (3.66)$$

Yhtälön (3.66) mukaisesti pesän paksuus valittiin muuttumaan lineaarisesti säteen r kasvaessa. Esimerkkikuvaus pesägeometriasta on esitetty kuvassa 3.12.



Kuva 3.12 Esimerkkikuvanto vakiopyörteilylle mitoitetusta pesägeometriasta poikkileikkauksella a .

Yhdistämällä yhtälöt (3.52)-(3.56) saadaan sievennyksen jälkeen

$$\frac{\varphi}{2\pi} Q_d = \int_{r_4}^{r_a} c_{u4} r_4 \left(1 - \frac{r_3 + b_4}{r}\right) dr, \quad (3.67)$$

josta saadaan integroimalla ratkaistua kullekin kiertokulmalle φ ulkohalkaisija $r_a(\varphi)$

$$r_a(\varphi) = (r_4 - b_4) \ln(r_a) + C, \quad (3.68)$$

jossa

$$C = \frac{Q_d \varphi}{2\pi c_{u4} r_4} + b_4 \ln(r_4). \quad (3.69)$$

Yhtälöistä (3.68) ja (3.69) saadaan muodostettua iteroitava yhtälö, josta voidaan ratkaista halkaisija r_a jokaiselle kulmalle φ .

4. SIMULOINTI

Laskentaprosessi koostui juoksupyörän ja pesän analyttisestä mitoituksesta alalukujen 3.2.2 ja 3.2.3 mukaisesti. Analyttisistä mitoituksista muodostettiin pumpun pesän ja juoksupyörän vesitilavuusmallit.

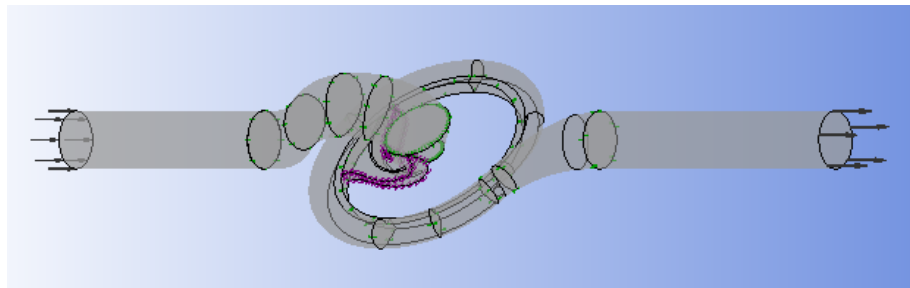
Juoksupyörää optimoitiin parametrisenä muuttamalla siiven kulmaa ulosvirtauksessa, β_2 . Pesä mitoitettiin sekä vakionopeuden, että vakiopyörteilyn mukaan.

Parhaan hyötysuhteen tuottanut kombinaation juoksupyörän ja pesän mitoitustavan välillä simuloitiin kokonaisena, sisällyttämällä vuotohäviöt juoksupyörän kauloilla simulointiin.

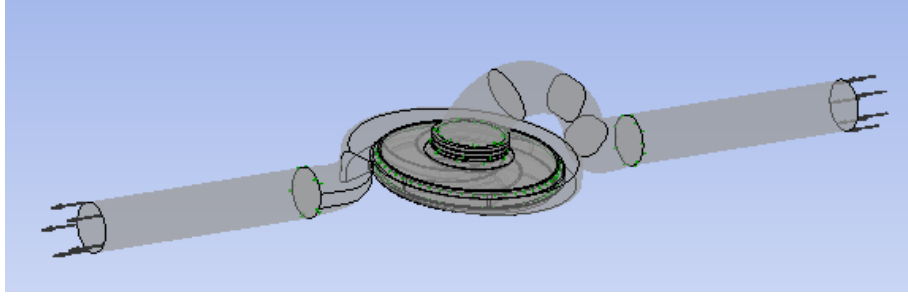
Simulointia varten pumppumallin imu- ja painepuolelle lisättiin sylinterimäiset virtausalueet. Näiden virtausalueiden tarkoituksena on mahdollistaa virtauksen kehittyminen ennen imukanavaa ja ulosvirtauksessa. Laskentageometriat ilman vuotohäviöitä juoksupyörän parametriselle optimoinnille sekä simuloinnille vuotohäviöillä on esitetty kuvissa 4.1 ja 4.2.

4.1 Alkuarvot

Turbulenssimalliksi valittiin alaluvussa 3.1.1 kuvattu $k-\omega-SST$ -turbulenssimalli. Simuloinnissa valittiin kaikille pesän koneistamattomille pinnoille alaluvun 3.1.2



Kuva 4.1 Virtausgeometria ilman vuotohäviöitä, periodinen juoksupyörä.



Kuva 4.2 Virtausgeometria vuotohäviöillä.

mukaisesti karheus $R_a = 100 \cdot 10^{-6}$ m. Turbulenssista aiheutuvien häviöiden oletettiin olevan selvästi määräävin häviö juoksupyörässä. Pinnankarheus jätettiin huomiotta juoksupyörän sisäpinnoilla.

Simulointigeometriaan lisättiin putkigeometria pumpun pesän molemmille puolille, jotta pumpulle saapuva virtaus olisi täysin kehittynyttä. Vastaavasti lisätty geometria pumpun painepuolella mahdollistaa virtauksen pyörteilyn tasaantumisen, joka edesauttaa laskennan konvergoitumista. Lisättyjen putkigeometrioiden pituus L_j määritettiin pumpun sisään- ja ulosvirtaushalkaisijan mukaisesti, siten että

$$L_j = \begin{cases} 4D_N & \text{imupuolella} \\ 5D_N & \text{painepuolella,} \end{cases} \quad (4.1)$$

jossa D_N on pumpun sisään- ja ulosvirtauksen nimellishalkaisija.

Laskentageometrian sisäänvirtaukseen asetettiin massavirta, ja ulosvirtaukseen staattiseksi paineeksi ilmanpaine $p_{stat} = 1 \text{ atm}$.

4.2 Juoksupyörän parametrinen optimointi

Juoksupyörän parametriseen optimointiin, juoksupyörästä luotiin periodisesti symmetrinen malli, yhden siiven ympäriltä. Siiven kulmaa ulosvirtaushalkaisijalla muutettiin mitoituskulman molemmilla puolilla. Parametrisessa optimoinnissa ei ollut mukana vuotohäviöitä ja simulointi tehtiin vakiopyörteilyn mukaan mitoitettulla pesällä. Optimoinnissa tilavuusvirran Q arvoksi asetettiin tuotteen tavoitearvo Q_{BEP} .

Parametrisen optimoinnin tulokset on esitetty taulukossa 4.1. Taulukon indeksi

Indeksi	$\Delta\beta_2$	H	η
0	0	25,98	66,8
1	-2,5	25,6	66,5
2	-5	25,4	66,4
3	-7,5	25,3	66,4
4	2,5	25,5	65,7

Taulukko 4.1 Kulman β_2 muutoksen vaikutus nostokorkeuteen ja hyötysuhteeseen.

0 kuvaa analyttisesti mitoitettua arvoa. Taulukon mukaisesti analyttisesti mitoitettu juoksupyörä antoi parhaan hyötysuhteen. Juoksupyörän päämitat on esitetty liitteessä E.

Vuotohäviöttömään simulointiin leikkausvoima juoksupyörän kaavuissa laskettiin kaksinkertaisena, jolloin juoksupyörän ulkopinta-alojen aiheuttamat levykitkahäviöt saadaan suurilta osin mukaan simulointituloksiin.

Paras juoksupyörä mallinnettiin kokonaisena, ja molempia mitoitettuja pesiä simuloitiin. Täysi juoksupyörän malli tuotti suuremman nostokorkeuden ja paremman hyötysuhteen verrattuna periodisesti symmetriseen malliin. Lopulliseksi pesän malliksi valittiin vakiopyörteilyn mukaan mitoitettu pesä, sillä se tuotti n. 8% paremman hyötysuhteen kuin vakionopeuden mukaan suunniteltu pesä.

4.3 Simulointi vuotohäviöillä

Artikkelissa [12] esitetyissä laskentatuloksissa todetaan välyksen vaikuttavan hyötysuhteen lisäksi myös tuottoarvoihin. Tutkimuksessa laskennan konvergenssiehdot eivät ole tarkat, mutta tulosten käyttäytyminen viittaa onnistuneeseen laskentaan. Laskentatulosten mukaisesti juoksupyörän ja tiivisterenkaan välisen välyksen (c_d) kasvaessa hyötysuhde ja pumpun tuottama nostokorkeus pienenevät. Vastaavasti pitämällä vällys vakiona ja kasvattamalla tilavuusvirtaa, eli pienentämällä nostokorkeutta, vuotava tilavuusvirta pienenee. Artikkelin tuloksissa havaitaan juoksupyörän ja tiivisterenkaan välykselle järkevä arvo välillä $0,15 \text{ mm} \leq c_d \leq 0,3 \text{ mm}$ säteellä, jolloin välyksen suuruuden vaikutukset tuottosuureisiin ja hyötysuhteeseen pysyvät järkevällä tasolla. [12]

Simulointi vuotohäviöillä suoritettiin, sekä vakionopeuden että vakiopyörteilyn mukaisesti suunnitelluilla pesillä. Välykseksi juoksupyörän ja imukanavan välillä valittiin

Taulukko 4.2 Laskentaverkot ja tulosten prosentuaaliset muutokset suhteessa toisiksi tiheimpään verkkoon.

Verkko	laskentapisteen lkm.	ΔH [%]	ΔQ [%]
Verkko 2	4152452	0,084	-0,97
Verkko 1	6161242	0	0
Verkko 3	10495748	1,05	1,12

kokoonpanon kannalta järkevä maksimi, 0,2 mm säteelle. Vastaavasti välykseksi juoksupyörän toisella puolella valittiin 0,3 mm säteelle.

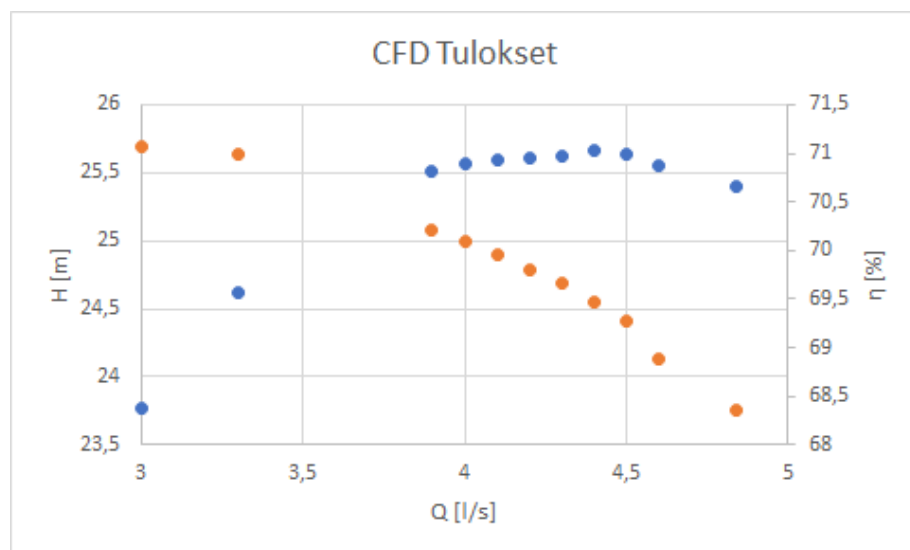
4.4 Laskentaverkot

Laskentaverkot toteutettiin rakenteettomina, siten että virtausgeometrian seinämille asetettiin rajakerrostihennys, jolloin seinämävaikutukset saadaan mallinnettua tarkasti. Simulointi suoritettiin kolmella laskentaverkolla suunnitellulla parhaan hyötysuhteen pisteessä. Alkuperäisessä laskentaverkossa oli 6161242 laskentapistettä, täyden juoksupyörän laskennassa.

Laskentaverkkojen laskentapisteen arvot ja tulosten prosentuaalinen muutos täydellä juoksupyörällä on esitetty taulukossa 4.2. Taulukon mukaisesti tulokset poikkeavat hyvin vähän toisistaan ja alkuperäinen laskentaverkko on riittävä kuvaamaan virtausta. Lisäksi esiintynyt ero verkkooa kasvatettaessa on positiiviseen suuntaan tarkastelluissa arvoissa.

5. TULOKSET

Simulointitulokset on esitetty kuvassa 5.1. Kuvan mukaisesti parhaan hyötysuhteen piste on siirtynyt mitoitettusta n. 10% mitoitettua virtausta suuremmalle arvolle. Hyötysuhde on selvästi yli MEI 0,7 -vaatimuksen ja pumppu käyttäytyy stabiilisti koko laskenta-alueella.

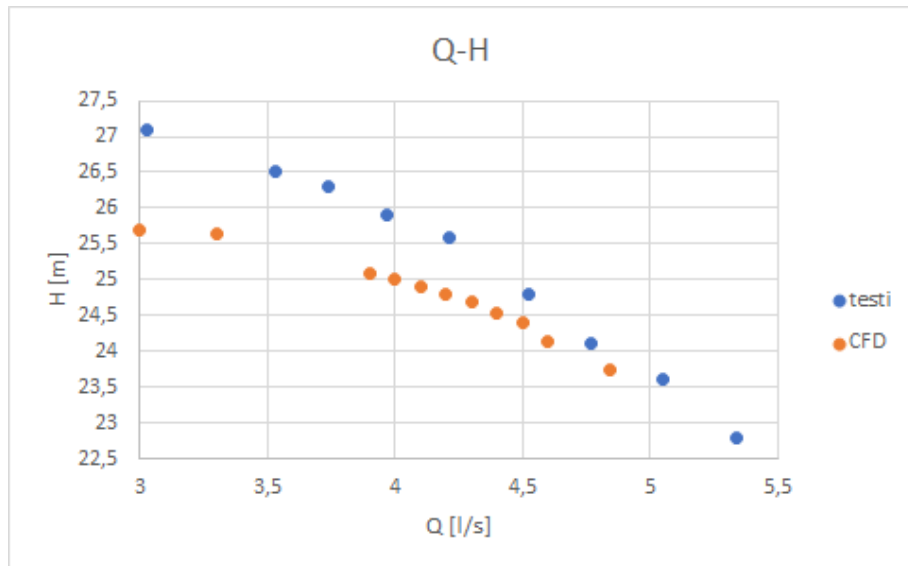


Kuva 5.1 Simuloidut Q-H ja Q-η -käyrät.

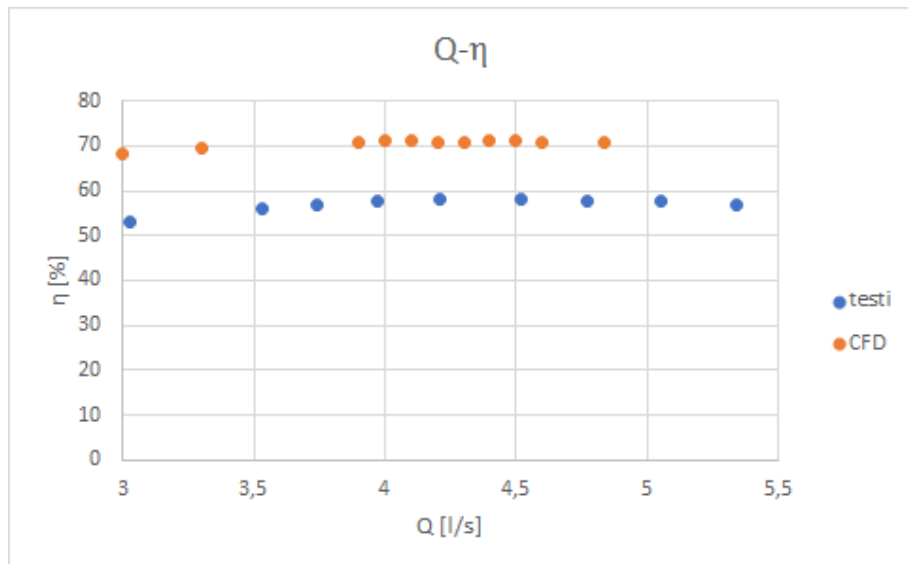
5.1 Prototyyppi ja validointi

Pumpusta valmistettiin prototyyppi 3D-tulosteena. Materiaaliksi valittiin PA2200-polyamidi, jonka lujuusominaisuudet mahdollistavat koneistamisen. Tavallisesti polyamideja ei mielletä muoveiksi, jotka käyttäytyvät hyvin kosketuksissa veteen, mutta ongelmia testausajon aikana ei havaittu.

Prototyypin valmistuksessa käytettiin SLS-teknikkaa (Selective Laser Sintering), jolla muovijauhetta sulatetaan kerros-kerrokselta laserin avulla. Valmistuneen tuotteen pinta on lievästi karhea ilman pintakäsittelyä ja vastaa hyvää raudasta valamalla



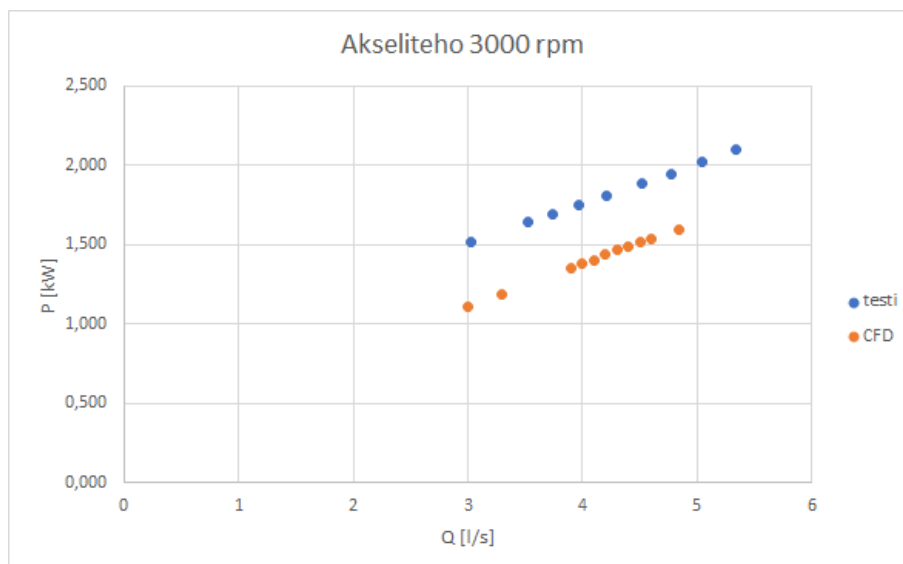
Kuva 5.2 Prototyypin koeajo (sin.) ja simuloitu pumppu (pun.), tuottokäyrä.



Kuva 5.3 Prototyypin koeajo (sin.) ja simuloitu pumppu (pun.), hyötysuhde.

valmistettua tuotetta.

Prototyypin koeajo verrattuna simuloituun pumppuun on esitetty kuvissa 5.2 ja 5.3. Kuvien mukaisesti simulointi tuotti pumpulle pienemmän nostokorkeuden koko virtausalueella, siten että ero mitattuun tulokseen pieneni virtauksen kasvaessa. Hyötysuhde sen sijaan oli simuloituna n. 10% suurempi verrattuna mitattuun prototyyppiin.



Kuva 5.4 Prototyypin koeajo (sin.) ja simuloitu pumppu (pun.), akseliteho.

Myös pumpun vaatimaa akselitehoa tutkittiin, jotta selvyys suureen eroon kuvan 5.3 esittämässä hyötysuhteissa saataisiin selville. Akseliteho mitattuna ja simuloituna on esitetty kuvassa 5.4. Kuvan mukaisesti simuloitu akseliteho oli n. 400 W mitattua akselitehoa pienempi koko mitatulla virtausalueella. Korvaamalla mitattu akseliteho simuloidun tilalle yhtälöön (2.3) hyötysuhde vastaa mitattua. Voidaan siis päätellä eron hyötysuhteessa johtuvan akselitehon riittämättömästä simuloinnista. Syitä tulosten eroihin simuloitien ja prototyypin välillä on käsitelty alaluvussa 5.2.

5.1.1 Ylimääräiset koeajot

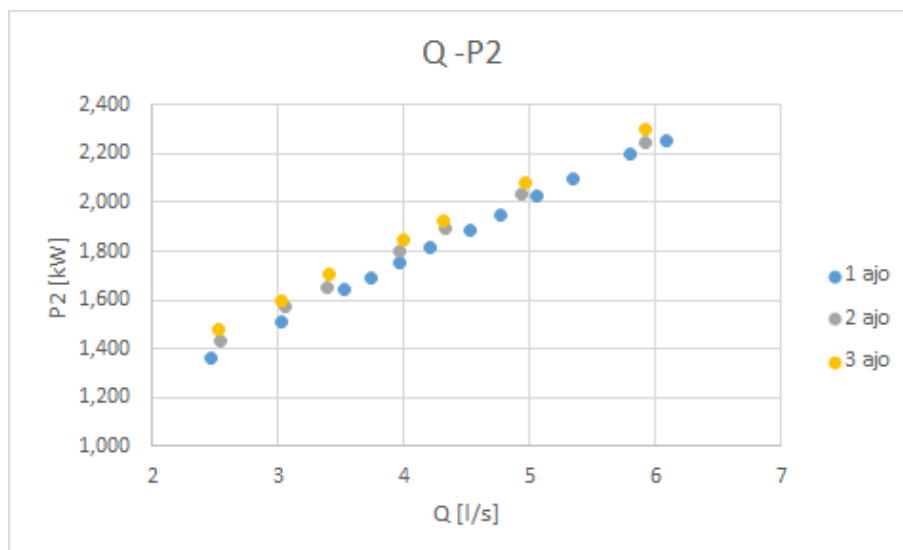
Vaikka prototyyppi toimi huomattavasti simulointeja huonommin, tuloksena oli silti mitattuna MEI 0,7 -tason tuote. Koeajossa huomattiin "sipsuttavaa" ääntä prototyyppipumpun pyöriessä, joka saattoi johtua juoksupyörän ja pesän tai tiivistelaipan välisestä hankauksesta.

Prototyyppiin koneistettiin suuremmat välykset. Testatut välykset on esitetty taulukossa 5.1. Välystä kasvatettiin ensin tiivistelaipan (TL) puolella, sitten juoksupyörän ja imukanavan välillä. Taulukossa merkitty ensimmäinen ajo on pumpun alkuperäinen koeajo.

Taulukon 5.1 mukaisten välysten vaikutus akselitehoon on esitetty kuvassa 5.5. Kuvan mukaisesti Välystä kasvattamalla vaadittu akseliteho kasvaa vuotohäviöiden kas-

Taulukko 5.1 Välykset säteellä prototyypin koeajoissa.

Koeajo	$c_{cl,imu}$	$c_{cl,TL}$
Ajo 1	0,2	0,3
Ajo 2	0,2	0,8
Ajo 3	0,45	0,8

**Kuva 5.5** Välysten vaikutus akselitehoon.

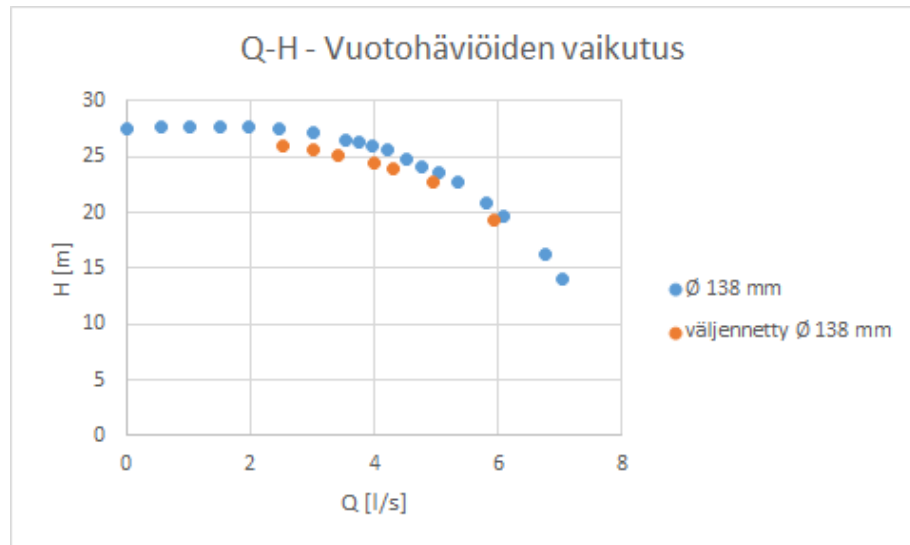
vaessa. Voidaan siis olettaa, että mekaanista hankausta juoksupyörän ja muiden osien välillä ei tapahtunut äänestä huolimatta.

Taulukon 5.1 suurimpien välysten vaikutus tuotto- ja hyötysuhdekäyrään on esitetty kuvissa 5.6 ja 5.7. Kuvien mukaisesti lisääntynyt vuotohäviö vaikuttaa ennustetulla tavalla, laskien sekä hyötysuhdetta että nostokorkeutta.

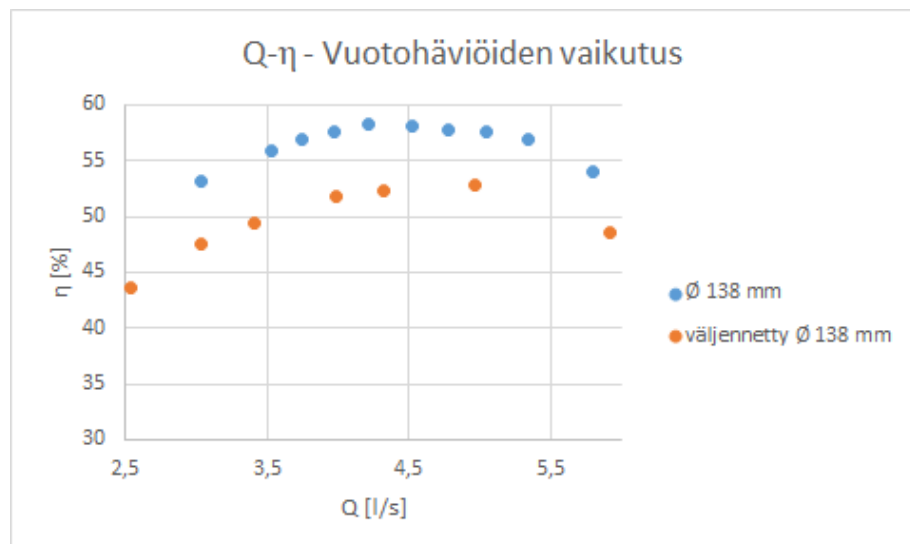
5.1.2 Juoksupyörän pienennys

Prototyyppiä koeajettiin myös pienennetyillä juoksupyörillä. Juoksupyörän pienentäminen, trimmaaminen, on edullisin tapa muuttaa pumpun toimintapistettä, mikäli vakiotilavuusvirran käyttökohde sitä vaatii. Juoksupyörän pienentäminen kuitenkin usein laskee pumpun hyötysuhdetta ja toimintapistettä suositellaan yleisesti muutettavan pumpun pyörimisnopeuden kautta, taajuusmuuttajalla.

Koska juoksupyörää oli koneistettu, siten että vuotohäviöitä saatiin kasvatettua, tulokset eivät ole suoraan verrattavissa alkuperäiseen koeajoon. Vertaamalla tuloksia



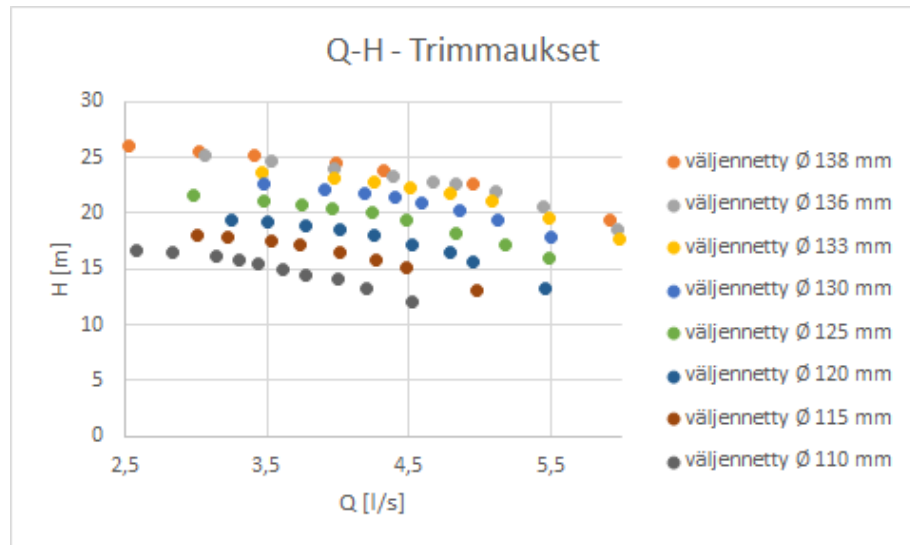
Kuva 5.6 Väljysten vaikutus tuottokäyrään.



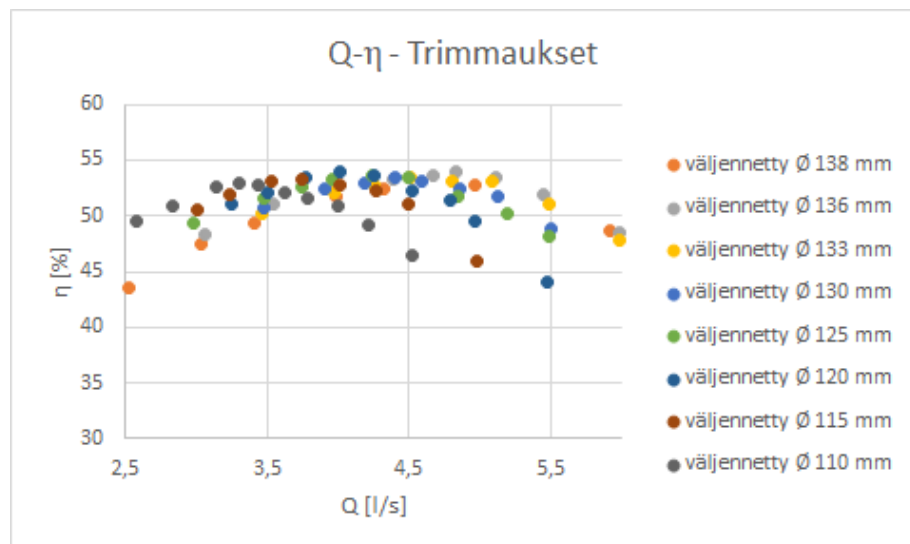
Kuva 5.7 Väljysten vaikutus hyötysuhteeseen.

maksimipyörään, jossa vuotohäviöiden määrää on kasvatettu saadaan kuitenkin käsitys, miten toimintapiste ja hyötysuhde muuttuvat. Hyötysuhteen ja toimintapisteen suhteelliset muutokset ovat riippumattomia vuotohäviön määrästä.

Juoksupyörän pienennyksen vaikutukset prototyypin tuotto- ja hyötysuhdekäyriin on esitetty kuvissa 5.8 ja 5.9. Kuvien mukaisesti juoksupyörää pienentämällä tuottokäyrä laskee. Parhaan hyötysuhteen arvo sen sijaan paranee lievästi tai pysyy likimain vakiona hyvin pienelle halkaisijalle asti. Parhaan hyötysuhteen pisteet on esitetty kootusti taulukossa 5.2. Kuvan 5.9 ja taulukon 5.2 mukaisesti pumpun



Kuva 5.8 Pyörän pienennyksen vaikutus toimintapisteeseen.



Kuva 5.9 Pyörän pienennyksen vaikutus hyötysuhteeseen.

hyötysuhde kasvoi korkeimmillaan n. 1 %-yksikön verran juoksupyörää pienennettäessä. Vastaava parannus hyötysuhteeseen tapahtuisi myös suhteessa malliin, jonka vuotohäviöitä ei ole tarpeettomasti kasvatettu.

5.2 Korjaukset lähestymistapaan

Kuvassa 5.2 esitetty poikkeava käyttäytyminen pumpun tuottokäyrässä simuloidulla alueella viittaa väärään lähestymistapaan pinnankarheuden simuloinnissa, sillä ku-

Taulukko 5.2 Prototyypin parhaan hyötysuhteen tilapisteet pienennetyillä juoksupyörillä.

$d_2[mm]$	$Q[l/s]$	$H[m]$	$\eta_{max}[\%]$
138	4,96	22,65	52,81
136	4,83	22,6	53,95
133	4,51	22,35	53,41
130	4,40	21,4	53,40
125	4,24	20,0	53,56
120	4,02	18,6	53,88
115	3,74	17,15	53,27
110	3,44	15,5	52,80

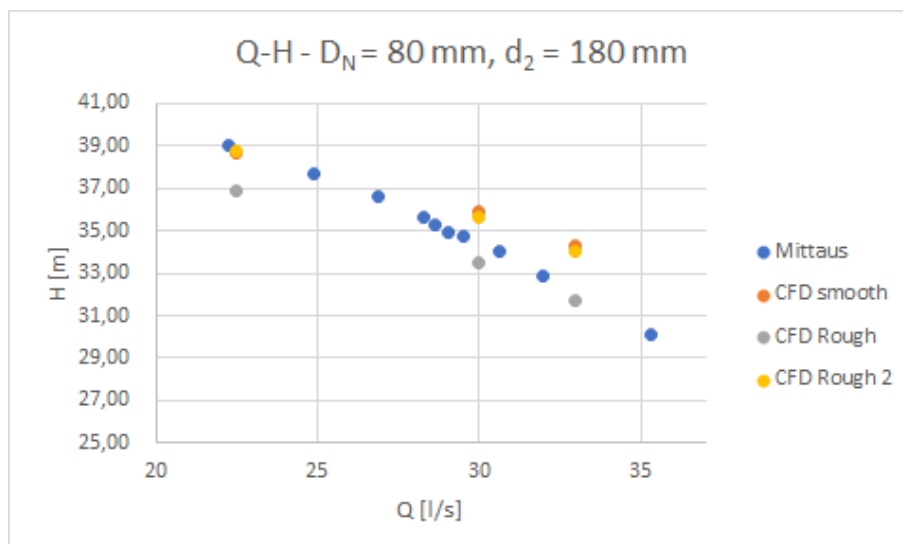
van 5.5 mukaisesti mekaanista hankausta ei esiintynyt prototyypissä. Pinnankarheus pumpun pesän sisäpinnoilla aiheuttaa painehäviötä, joka johtaa pienempään nostokorkeuteen.

Vastaavasti kuvassa 5.4 esitetty mittava ero akselitehossa, joka johtaa kuvassa 5.3 esitettyyn eroon hyötysuhteessa, vaikuttaa johtuvan suurelta osin päätöksestä jättää pinnankarheus huomiotta juoksupyörän sisäpinnoilla.

Teoriaa simuloinnin ja mitatun pumpun eroista testattiin kahdella valuraudasta valmistetulla pumpulla, jonka koeajot on suoritettu. Tutkitut pumput olivat geometrisesti suurempia työssä mitattuun pumppuun verrattuna, putkiyhteiden ja juoksupyörän nimellishalkaisijoiden osalta. Putkiyhteen nimellishalkaisijat olivat $D_N = 80mm$ ja $D_N = 125mm$ ja juoksupyörän nimellishalkaisijat ulosvirtauksessa $d_2 = 180mm$ ja $d_2 = 350mm$.

Simuloinnit suoritettiin ilman virtaushäviöitä, jolloin simuloitujen tulosten tulisi olla hieman mitattuja parempia. Testatuissa pumpuissa imu- ja tasapainovälykset olivat työssä mitoitettua pumppua vastaavat, jolloin voidaan olettaa n. 97 % volumetrinen hyötysuhde. Simuloinnit suoritettiin kolmella lähestymistavalla pinnankarheuden osalta. Simulointi suoritettiin hydraulisesti sileällä geometrialla, lisäämällä $R_a = 100\mu m$ vain juoksupyörän sisäpinnoille ja lopuksi lisäämällä $R_a = 100\mu m$ karheus sekä juoksupyörän sisäpinnoille että pumpun pesän sisäpinnoille. Levykitkahäviöitä arvioitiin juoksupyörän parametrinen optimoinnin tapaan ottamalla juosupyörän sisäpinnat, lukuunottamatta siipiä, kaksinkertaisena huomioon akselitehoa laskettaessa.

Simulointien tulokset on esitetty kuvissa 5.10, 5.11, 5.12 ja 5.13, 5.14, 5.15. Kuvien

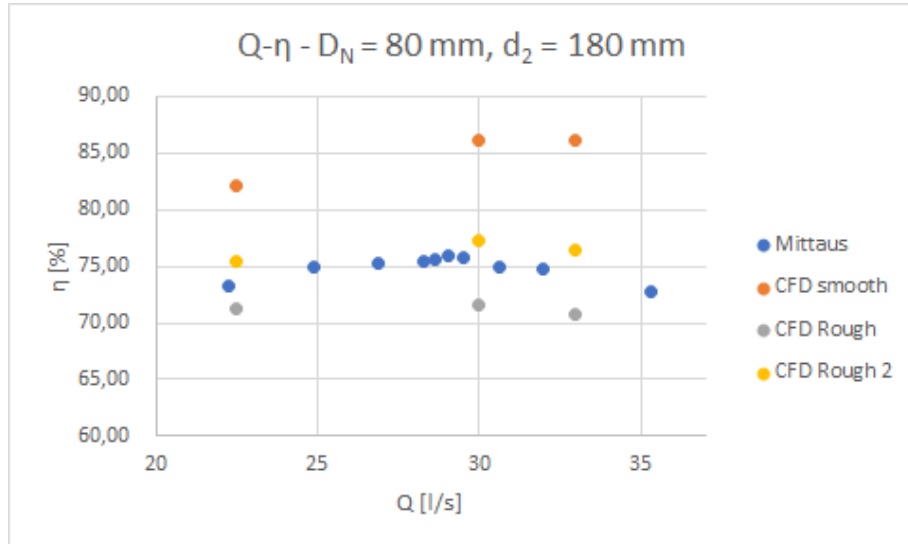


Kuva 5.10 $D_N = 80\text{mm}$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, tuottokäyrä.

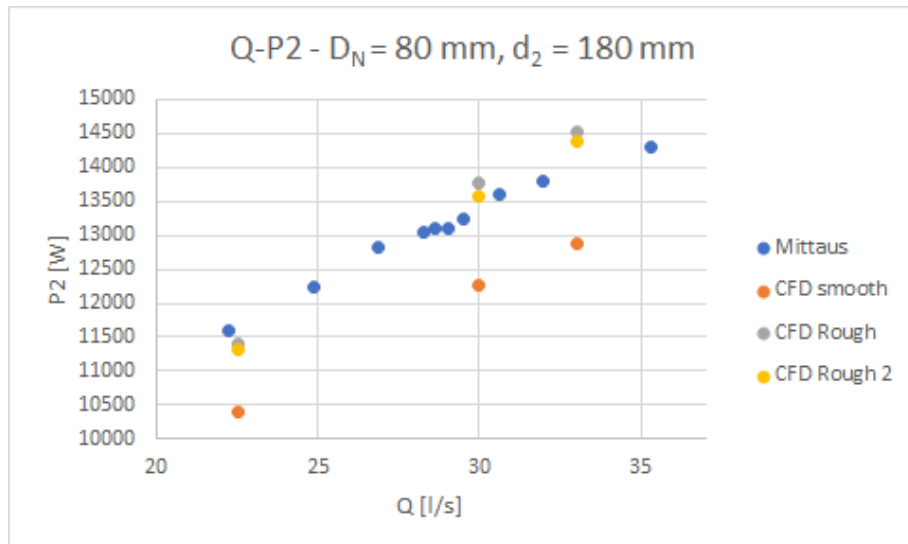
5.10 ja 5.13 mukaisesti karheuden lisääminen vain juoksupyörän sisäpinnoille tuotti lähes vastaavan tuottokäyrän verrattuna täysin sileän geometrian simuloiteihin. Lisäämällä karheus pesän sisäpinnoille taas aiheutti kuvassa 5.2 esitettyä tilannetta vastaavan käyttäytymisen, jossa ero nostokorkeudessa on suurempi pienillä virtauksilla ja pienenee virtauksen kasvaessa.

Vastaavasti hyötysuhde- ja tehokäyrät vastasivat lähes mitattua, virheen syntyessä ennustettuun suuntaan, tapauksissa joissa seinämäkarheus asetettiin vain juoksupyörän sisäpinnoille, kuvien 5.11 ja 5.14, sekä 5.12 ja 5.15 mukaisesti. Pinnankarheuden puuttuminen simuloitavasta mallista ennusti liian suurta hyötysuhdetta ja liian pientä akselitehoa. Lisäämällä pinnankarheus myös pesään vaikutti negatiivisesti nostokorkeuteen ja hyötysuhteeseen, mutta vain hyvin vähän akselitehoon suhteessa malliin, jossa pinnankarheus oli asetettu vain juoksupyörän sisäpinnoille.

Kokeesta voidaan päätellä simuloinnin vaativan pinnankarheuden asettamista juoksupyörän sisäpinnoille, jotta akseliteho ja sitä kautta hyötysuhde voidaan arvioida oikein. Yllätyksellistä on se, että pinnankarheus pesän sisäpinnoilla aiheuttaa simuloinnissa testeistä voimakkaasti poikkeavia painehäviöitä, jolloin pumpun nostokorkeus simuloituna on todellista pienempi. Vastaavasti asettamalla pinnankarheus pesän sisäpinnoille on myös huomattavan pieni merkitys vaadittuun akselitehoon ja erot hyötysuhteissa syntyvät juuri painehäviön kautta. Nostokorkeus on suoraan verrannollinen hydrauliseen tehoon P_{hyd} , joka puolestaan vaikuttaa kokonaishyötysuhteeseen.

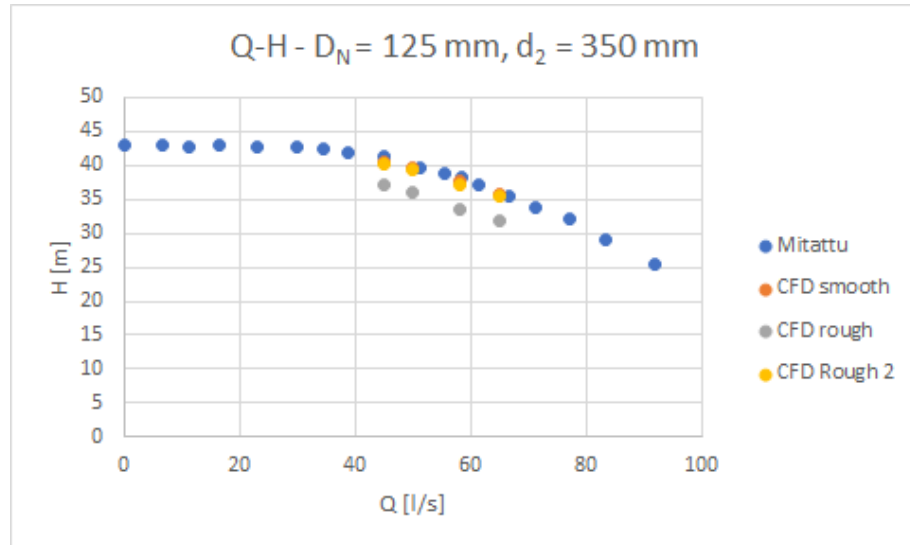


Kuva 5.11 $D_N = 80\text{mm}$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, hyötysuhde.

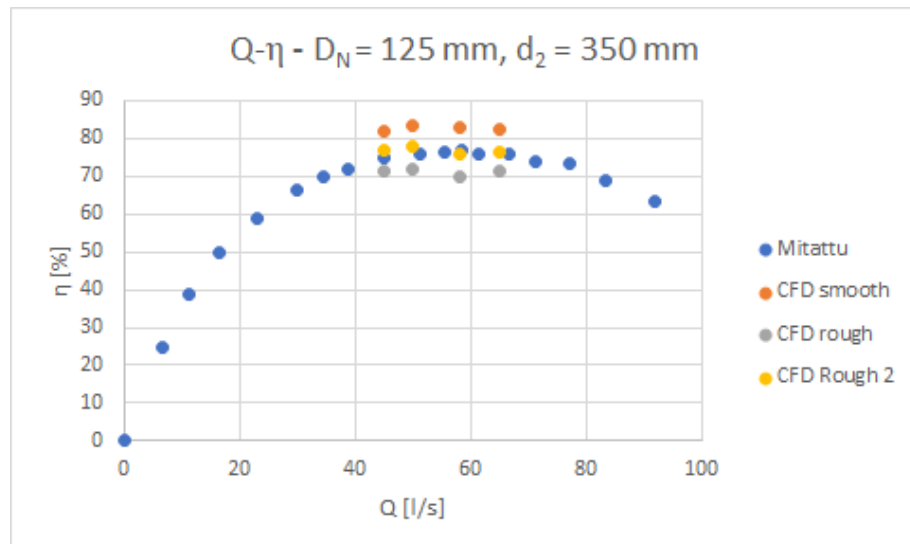


Kuva 5.12 $D_N = 80\text{mm}$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, akseliteho.

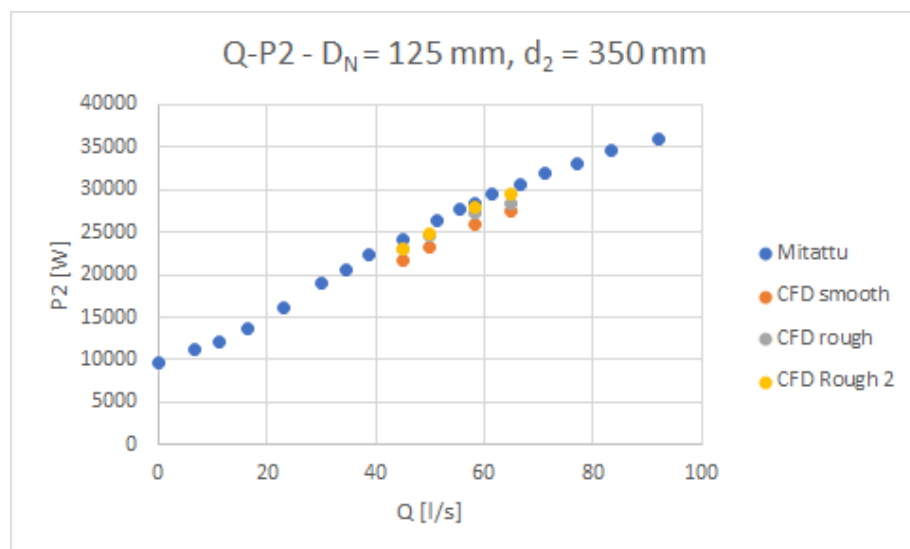
Käytös eroaa alaluvussa 3.2.1 esitettyyn hyötysuhteeseen vaikuttavan kertoimen käyttäytymiseen, joka on esitetty kuvassa 3.5. Eroavaisuudet pinnankarheuden vaikutuksista hyötysuhteeseen analyttisellä laskentatavalla ja simuloinnilla johtuvat todennäköisesti simuloinnin kyvyttömyydestä ennustaa akselitehoa oikein sileäpintaishalla juoksupyörällä. Simuloidun akselitehon herkkyyttä juoksupyörän karheuteen tulisi selvittää lisää, jotta voisi tehdä johtopäätöksen alaluvun 3.2.1 ja simuloinnin eroista.



Kuva 5.13 $D_N = 125 \text{ mm}$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, tuottokäyrä.



Kuva 5.14 $D_N = 125 \text{ mm}$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, hyötysuhde.



Kuva 5.15 $D_N = 125 \text{ mm}$ pumpun mittaukset ja simulointitulokset, akseliteho.

6. JOHTOPÄÄTÖKSET

Valitulla mitoitusmenetelmällä saatiin tuotettua pumppu, joka täyttää Euroopan Unionin komission asetuksessa 547/2012 määritetyn parhaan hyötysuhdetason. Lisäksi juoksupyörää pienentämällä pumppu säilyttää hyvän hyötysuhdetasonsa, jolloin vakiotilavuusvirtaussovelluksiin pumppu ei edellytä taajuusmuuttajaa toimiakseen energiatehokkaasti suunnitellun toiminta-alueen ulkopuolella.

Juoksupyörän parametrinen optimointi periodisesti symmetrisenä on nopea tapa arvioida siipien muutosten vaikutuksia tuottosuureisiin. Periodisesti symmetrinen malli ei kuitenkaan antanut samaa tulosta, kuin täysin saman geometrian täysi juoksupyörän malli ja vaikka periodisesti symmetristen mallien tuloksia voidaan verrata toisiinsa, niistä ei voi päätellä pumpun todellista toimintaa.

Työ todistaa, että simulointi on nopea ja tarkka tapa arvioida pumpun tuottosuureita ja hyötysuhdetta, sillä edellytyksellä että simuloinnin alkuarvot on asetettu oikein. Varsinkin pinnankarheus juoksupyörän sisäpinnoilla paljastui tärkeäksi parametriksi akselitehon, ja siten hyötysuhteen simuloinnin tulosten oikeellisuuden kannalta.

Työtä voidaan pitää onnistuneena, sillä tuloksena saatiin selkeästi MEI 0,7 -tason täyttävä tuote. Lisäksi virhelähde simuloinnin ja mitattujen tulosten välillä saatiin selvitettyä riittävälle tarkkuudelle, jotta tuloksia voidaan hyödyntää myöhemmin. Työ todistaa, että pinnankarheuden simulointia ei voida korvata skaalaamalla tuloksia alaluvussa 3.2.1 esitetyllä tavalla.

Työtä voitaisiin jatkaa selvittämällä simuloidun akselitehon herkkyys juoksupyörän sisäpintojen pinnankarheuteen simulointien ja käytännön kokeiden avulla. Jatko-tutkimuksessa voisi tutkia myös työssä esitetyn analyyttisen pinnankarheusmallin ja simulointien eroavaisuuksia. Tulevaisuudessa yrityksen simulointikäytäntöjä voisi laajentaa käsittämään myös NPSH (Net Positive Suction Head) -ominaisuuksien simulointiin.

LÄHTEET

- [1] Adams, T., Grant, C., Watson, H. A simple algorithm to relate measured surface roughness to equivalent sand-grain roughness. *International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics (IJMEM)*, vol. 1(2), 2012 s. 66–71.
- [2] de Almeida, A. T., Ferreira, F. J. T. E., Fong, J., Fonseca, P. EUP Lot 11 Motors Final Report. Saatavissa (viitattu 12.9.2016): https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/EE_for_ElectricSystems.pdf, helmikuu 2008.
- [3] An, Y.-J., Shin, B. R. Numerical investigation of suction vortices behavior in centrifugal pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 25(3), 2011 s. 767–772. ISSN 1976-3824. doi:10.1007/s12206-011-0108-6. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-011-0108-6>.
- [4] ANSYS®. Release 17.0, Help System, CFX Modeling Guide, ANSYS, Inc.
- [5] ANSYS®. Release 17.0, Help System, CFX Theory Guide, ANSYS, Inc.
- [6] ANSYS®. Release 17.0, Help System, Fluent Theory Guide, ANSYS, Inc.
- [7] Aronen, R. The power of wear rings part two: Efficiency. Saatavissa (viitattu 21.7.2016): <http://www.pumpsandsystems.com/topics/pumps/pumps/power-wear-rings-part-two-efficiency>.
- [8] Asuaje, M., Bakir, F., Kouidri, S., Kenyery, F., Rey, R. Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: Volute influence in velocity and pressure fields. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2005(3), 2005 s. 244–255.
- [9] Bachert, R., Stoffel, B., Dular, M. Unsteady cavitation at the tongue of the volute of a centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 132(6), toukokuu 2010 s. 6.
- [10] Bardina, J. E., Huang, P. G., Coakley, T. J. Turbulence modeling validation, testing, and development. NASA Technical Memorandum 110446, huhtikuu 1997.
- [11] Çengel, Y. A., Cimbala, J. M. *Fluid Mechanics*. 1st ed. McGraw-Hill, New York, USA, 2006, 932 s.

- [12] Chen, Z., Gu, Y., Fan, T. Effect of sealing ring clearance on pump performance. *World Pumps*, vol. 2016(3), maaliskuu 2016 s. 38–41.
- [13] Girdhar, P., Moniz, O. *Practical Centrifugal Pumps*. 1st ed. Elsevier, Waltham, USA, 2004, 260 s.
- [14] Gülich, F. J. Disk friction losses of closed turbomachine impellers. *Forschung im Ingenieurwesen*, vol. 68(2), 2003 s. 87–95. ISSN 1434-0860. doi:10.1007/s10010-003-0111-x. <http://dx.doi.org/10.1007/s10010-003-0111-x>.
- [15] Gülich, J. F. Effect of reynolds number and surface roughness on the efficiency of centrifugal pumps. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 125, heinäkuu 2003 s. 670–679.
- [16] Gülich, J. F. *Centrifugal Pumps*. 3rd ed. Springer, Heidelberg, Saksa, 2014, 1116 s.
- [17] Hirschel, E. H., Cousteix, J., Kordulla, W. *Three-Dimensional Attached Viscous Flow*. 1st ed. Springer, Heidelberg, Saksa, 2014, 391 s.
- [18] Knopp, T., Eisfeld, B., Calvo, J. B. A new extension for $k-\omega$ turbulence models to account for wall roughness. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 2009(30), lokakuu 2009 s. 54–65.
- [19] Kwak, D., Kiris, C. C. *Computation of Viscous Incompressible Flows*. 1st ed. Springer, Dordrecht, Saksa, 2011, 285 s.
- [20] Ltd, S. P. *Centrifugal Pump Handbook*. 3rd ed. Elsevier, 2010, 289 s.
- [21] Medvitz, R. B., Kunz, R. F., Boger, D. A., Lindau, J. W., Yocum, A. M., Pauley, L. L. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 124, kesäkuu 2002 s. 377–383.
- [22] Neumann, B. *The Interaction between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*. 1st ed. Mechanical Engineering Publications Limited, Lontoo, Englanti, 1991, 311 s.
- [23] Qiang, X., Teng, J., Du, Z. Influence of various volute designs on volute overall performance. *Journal of Thermal Science*, vol. 19(6), 2010 s. 505–513. ISSN 1993-033X. doi:10.1007/s11630-010-0416-7. <http://dx.doi.org/10.1007/s11630-010-0416-7>.

- [24] Euroopan Komissio. Komission asetus (eu) n:o 547/2012. CELEX:32012R0547, Saatavissa (viitattu 13.6.2016): eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=14666846&url=CELEX:32012R0547, kesäkuu 2012.
- [25] Euroopan Parlamentti ja Euroopan Unionin Neuvosto. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2009/125/EY. CELEX:32009L0125, Saatavissa (viitattu 22.6.2016): eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=14666846&url=CELEX:32009L0125, lokakuu 2009.
- [26] European Comission. Study on improving the energy efficiency of pumps. Saatavissa (viitattu 2.8.2016): www.waterymex.org/Waterymex%20Toolkit/resources/53_Improving%20Energy%20Efficiency%20of%20Pumps.pdf, helmikuu 2001.
- [27] Metalliteollisuuden Standardintyhdistys ry. EN 16480:2016 Pumps. Minimum required efficiency of rotodynamic water pumps, toukokuu 2016.
- [28] Shah, S. R., Jain, S. V., Patel, R. N., Lakhera, V. J. CFD for centrifugal pumps: a review of the state-of-the-art. *Procedia Engineering*, vol. 2013(51), 2013 s. 715–720.
- [29] de Souza, B., Niven, A., McEvoy, R. A numerical investigation of the constant-velocity volute design approach as applied to the single blade impeller pump. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 132(6), kesäkuu 2010 s. s. 7.
- [30] Stoffel, B. *Assessing the Energy Efficiency of Pumps and Pump Units*. 1st ed. Elsevier, Amsterdam, Alankomaat, 2015, 131 s.
- [31] Tu, J., Yeoh, G.-H., Liu, C. *Computational Fluid Dynamics - A practical Approach*. 2nd ed. Elsevier, Waltham, USA, 2013, 434 s.
- [32] Versteeg, H. K., Malalasekera, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. 2nd ed. Pearson Education Limited, Essex, Englanti, 2007, 503 s.
- [33] Waide, P., Brunner, C. U. Energy-efficiency policy opportunities for electric motor-driven systems. Saatavissa (viitattu 12.9.2016): https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/EE_for_ElectricSystems.pdf, 2011.
- [34] Yang, S., Kong, F., Chen, B. Research on pump volute design method using cfd. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2011(Article ID 137860), 2011 s. s. 7.

LIITE A. TURBULENSSIMALLIN TEORIA

k - ω - SST -turbulenssimalli perustuu turbulenssin kineettisen energian (k) ja turbulenssin spesifin dissipaationopeuden (ω) siirtoyhtälöihin

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + Y_\omega + D_\omega + S_\omega. \quad (\text{A.2})$$

Yhtälössä (A.1) esiintyvä turbulenssin kineettisen energian tuottotermi (G_k) voidaan määrittää

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (\text{A.3})$$

Yhtälöissä (A.1) ja (A.2) esiintyvät efektiiviset diffusiviteetit (Γ_k) ja (Γ_ω) mallinnetaan

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (\text{A.4})$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}, \quad (\text{A.5})$$

joissa esiintyvä turbulentti viskositeetti (μ_t) on muokattu ottamaan huomioon turbulentin leikkausvoiman siirto

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega}]}. \quad (\text{A.6})$$

Yhtälön (A.6) kerroin α^* vaimentaa turbulenttia viskositeettia mahdollistaen pienen Reynoldsin luvun korjauksen

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \right), \quad (\text{A.7})$$

jossa

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (\text{A.8})$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (\text{A.9})$$

$$(\text{A.10})$$

ja vakiot ovat $\alpha_\infty^* = 1$, $R_k = 6$ ja $\beta_i = 0,072$. Yhtälön (A.6) termi F_2 on määritetty

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2), \quad (\text{A.11})$$

jossa

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (\text{A.12})$$

ja muuttuja y kuvaa etäisyyttä lähimpään pintaan.

Yhtälöissä (A.4) ja (A.5) esiintyvät turbulentit Prandtlin luvut turbulenssin kineettiselle energialle ja turbulenssin kineettisen energian spesifille dissipaationopeudelle (σ_k) ja (σ_ω) saadaan

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1 - F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (\text{A.13})$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1 - F_1)/\sigma_{\omega,2}}, \quad (\text{A.14})$$

joissa esiintyvät vakiot $\sigma_{k,1}$, $\sigma_{k,2}$, $\sigma_{\omega,1}$ ja $\sigma_{\omega,2}$ esitetään taulukossa TA.1. Sekoitusfunktio F_1 saadaan

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4), \quad (\text{A.15})$$

jossa

$$\Phi_1 = \min \left[\Phi_2, \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right]. \quad (\text{A.16})$$

Yhtälön (A.16) muuttuja Φ_2 on määritetty yhtälössä (A.12). Vakio $\sigma_{\omega,2}$ esitetään taulukossa TA.1 ja D_ω^+ on yhtälössä (A.2) esiintyvän ristidiffuusiotermin (D_ω) posi-

tiivinen osuus, joka voidaan esittää

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right]. \quad (\text{A.17})$$

Ristidiffuusiotermin (D_{ω}) on kokonaisuudessaan määritetty

$$D_{\omega} = 2(1 - F_1)\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}. \quad (\text{A.18})$$

Yhtälön (A.2) tuottotermi (G_{ω}) on määritetty

$$G_{\omega} = \frac{\alpha\alpha^*}{\nu_t} G_k, \quad (\text{A.19})$$

jossa

$$\alpha = \frac{\alpha_{\infty}}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_{\omega}}{1 + Re_t/R_{\omega}} \right) \quad (\text{A.20})$$

$$\alpha_{\infty} = F_1\alpha_{\infty,1} + (1 - F_1)\alpha_{\infty,2} \quad (\text{A.21})$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{j,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (\text{A.22})$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{j,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_{\infty}^*}}. \quad (\text{A.23})$$

Yhtälön (A.20) vakio on $R_{\omega} = 2,95$. Turbulenssin kineettisen energian dissipaatio (Y_k) on määritetty

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega, \quad (\text{A.24})$$

jossa

$$\beta^* = \beta_i^*[1 + \zeta^*F(M_t)] \quad (\text{A.25})$$

$$\beta_i^* = \beta_{\infty}^* \left(\frac{4/15 + (Re_t/R_{\beta})^4}{1 + (Re_t/R_{\beta})^4} \right), \quad (\text{A.26})$$

Taulukko TA.1 k - ω -SST-turbulenssimallin vakiot.

$\sigma_{k,1}$	1,176	$\sigma_{k,2}$	1,0
$\sigma_{\omega,1}$	2,0	$\sigma_{\omega,2}$	1,168
α_1	0,31	α_∞^*	1
κ	0,41	α_0	$\frac{1}{9}$
$\beta_{j,1}$	0,075	$\beta_{j,2}$	0,0828
β_∞^*	0,09	R_β	8
R_k	6	R_ω	2,95
ζ^*	1,5	M_{t0}	0,25

joissa esiintyvät vakiot ζ^* , R_β ja β_∞^* esitetään taulukossa TA.1. Lisäksi kokoonpuristuvuusyhtälö ($F(M_t)$) on määritetty

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases}, \quad (\text{A.27})$$

jossa

$$M_t = \frac{2k}{\gamma RT}. \quad (\text{A.28})$$

Yhtälön (A.2) dissipatiotermi (Y_ω) saadaan

$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2, \quad (\text{A.29})$$

jossa

$$\beta = \beta_j \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (\text{A.30})$$

$$\beta_j = F_1\beta_{j,1} + (1 - F_1)\beta_{j,2}. \quad (\text{A.31})$$

LIITE B. JUOKSUPYÖRÄN ANALYYTTISEN MITOITUKSEN MATLAB-PÄÄOHJELMA

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%                               Juoksupyörän analyttinen mitoitus
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Alkuarvot
H = 25; %m
Q_i = 0.04; %m^3/s
n = 3000; %rpm
g = 9.81; %m/s^2
n_q = n*sqrt(Q_i)/H^0.75;

%Aliohjelmahakemisto
addpath('/Users/aleksi/Desktop/Dippa/analyttinen/itbetagulich');

f_T = 1.1;
psi_opt = 1.2*f_T*exp(-0.77*n_q/100);

%Arvio volumetrisestä hyötysuhteesta
eta_vol = 0.97;

%impeller flow rate
Q = Q/eta_vol;

%impeller outlet diameter
d_2 = 60/(pi*n)*sqrt(2*g*H/psi_opt);

%alustetaan muuttujat s.315 ->
lambda_c = 1.1;
lambda_wi = linspace(0.1,1.5,1000);

%Akselin koko rajoitettu vanhaan geometriaan
d_sh = 0.016; %m
%Valitaan hubin halkaisija väliltä
d_h1 = 1.3*d_sh; d_h2 = 1.4*d_sh;
%jolloin
d_h = 0.022;

d_1i = 1.5*d_h/d_2;

```

```

m = 1;
while(true)
i = 1;
f_d1 = ((1.05-1.15)/(40-15)*(n_q-15)+1.15);

%Halkaisijan d_1 iterointi
while(true)

    d_1d = f_d1*sqrt((d_h/d_2)^2+(1.48e-3)*psi_opt*...
                    n_q^1.33/eta_vol^0.67);

%konvergenssitarkastelu
if(abs(d_1i - d_1d)<1e-6)
    break
end

%virhetarkastelu
if(i>10000)
    disp('epäonnistunut d_1 iterointi');
    break
end
d_1i = d_1d;
i = i+1;
end

d_1 = d_1d*d_2;

A_1 = pi/4*(d_1^2 - d_h^2);
c_m1 = Q/A_1;
d_1h = 1.05*d_h;
d_1s = d_1;
d_1m = sqrt((d_1h^2 + d_1s^2)/2);
b_1 = 2*Q/(pi*c_m1*(d_1s - d_1h));

u_1 = pi*d_1*n/60;
w_1 = sqrt(c_m1^2 + u_1^2);

%valitaan siipien lukumääräksi ja paksuudeksi
z = 6;
s = 0.003;
phi_1 = c_m1/u_1;

```

```

%alkuarvaukset
beta_1i = 0.01;
%kulmien beta1i iterointi
[beta_1s,ibeta_1s,errbeta_1s] =...
    itbetagulich(beta_1i,c_m1,d_1s,z);

[beta_1m,ibeta_1m,errbeta_1m] =...
    itbetagulich(beta_1i,c_m1,d_1m,z);

[beta_1h,ibeta_1h,errbeta_1h] = ...
    itbetagulich(beta_1i,c_m1,d_1h,z);

%Kulman beta_2 iterointi
beta_2i = degtorad(15);
d_1md = d_1m/d_2;
[beta_2,b_2,A_2,c_u2, betas, bs] =...
    itbeta2gulich(beta_2i,d_1md,d_2,z);

u_2 = u_1/d_1 * d_2;
c_m2 = Q/A_2;
w_u2 = u_2 - c_u2;
w_2 = sqrt(c_m2^2 + w_u2^2);
A_q1 = 0.0556*(pi*(d_1s-5*0.003)/5 +...
    pi*(d_1h - 5*0.003)/5)/2;
w_q1 = Q/ (z * A_q1);
A_q2 = pi*(d_2 - 5*0.003)*b_2 / 5;
w_q2 = Q/(z * A_q2);

A_1q1 = 0.75*Q/(z*w_1);
A_1q2 = 0.85*Q/(z*w_1);

if (m < 2)
    %Alkuperäisestä CAD-mallista
    L_sch_m = 0.09801;
else
    %Oletetaan siiven pituuden kasvavan
    %halkaisijan d_2 kasvaessa:
    L_sch_m = L_sch_m + 0.001*m;
    %Ero uuteen CAD-malliin tulee tarkistaa
end

eta_h = 0.8/eta_vol;
xi_eff = 2*pi*psi_opt/(eta_h * z * L_sch/d_2 *...
    (w_1/w_q1 + w_2/w_q2));

```

```
xi_lim = (n_q/40)^0.77;
xi_max = 1.15*xi_lim;
xi_min = 0.75*xi_lim;

a_2 = (pi*d_2 - z*0.003)/z;

%Meridiaanileikkaus
a_ZE = 0.75;
x_ZE = -0.05;
n_qrefZE = 1;

z_Emax = a_ZE*(d_1s - d_h)/2 * n_q^(x_ZE);

R_Dsmax = 0.6*0.5*(d_1 - d_h);

if (xi_eff < xi_max && xi_min < xi_eff)
    break
end
if (xi_max < xi_eff)
    d_2 = d_2 + 0.001;
end
if (xi_eff < xi_min)
    d_2 = d_2 - 0.001;
end
end
end
```


LIITE C. KULMAN β_1 ITEROINNIN MATLAB-APUOHJELMA

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%                               Kulman beta_1 iterointi
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function [beta,i,err] = itbetagulichz(beta1,c,d,z)

%Alkuarvot
n = 3000;
eps = 1e-6;
i=1;
s = 0.003;
omega = n/60*2*pi;

while(true)

    tau = (1 - z*s/(pi*d*sin(beta1)*sin(2*pi/5)))^(-1);

    beta = atan(c * tau / (omega*d));

    %vähintään kaksi kierrosta laskentaa
    if (i >1)

        err = abs(beta - beta1);

    else

        err = 1;

    end

    %konvergenssitarkastelu
    if (err<eps)
        break
    end

    %virhetarkastelu
    if (i > 100000)
        disp('virhe kulman beta1 iteroinnissa')
    end
end

```

```
        break
    end

    beta1 = beta;
    i = i+1;

end
end
```

LIITE D. KULMAN β_2 ITEROINNIN MATLAB-APUOHJELMA

```
function[beta,b,A,c_u2,betas,bs]=itbeta2gulich(beta2,d1,d,z)

%Alkuarvot
Q = 4/1000/0.97; %m^3/s
H = 23; %m
n = 3000;
i=1;
s = 0.003;
g = 9.81;
eta_h = 0.8/0.97;
betas = zeros(100,1);
bs = zeros(100,1);

u_2 = pi*d*n/60;

n_q = n*sqrt(Q)/H^0.75;
b_2d = 0.017+0.262*(n_q/100)-0.08*(n_q/100)^2 +...
0.0093*(n_q/100)^3;

b = b_2d*d;
A = pi*d*b;
c_m2 = Q/A;
m = 1;

while(true)

    while (true)

        %Kulman Beta laskenta
        tau2 = (1 - z*s/(pi*d*sin(beta2)*sin(2*pi/z)))^(-1);

        epsilon_lim = exp(-8.16*sin(beta2)/z);

        if(d1 <= epsilon_lim)
            k_w = 1;
        else
            k_w = 1-((d1-epsilon_lim)/(1-epsilon_lim))^3;
        end
    end
end
```

```

gamma = 0.98*(1-sqrt(sin(beta2))/z^0.7)*k_w;

beta = atan(Q*tau2/(A*u_2)*(gamma-g*H/...
              (eta_h*u_2^2))^(-1));

%Konvergenssitarkastelu
err = abs(beta - beta2);
c_u2 = u_2*(gamma - c_m2*tau2/(u_2*tan(beta)));

%Sisäsilmuken virhetarkastelu
if (i > 10000)
    disp('Virhe kulman iteroinnissa')
    break
end

if (err < 1e-3)
    break
end

%muuttujien uudelleenalustus
beta2 = beta;
i = i + 1;

%silmukka 1 loppuu
end

%Tallennus vektoreihin laskennan
%kehityksen tarkkailua varten
betas(m) = beta;
bs(m) = b;

%Tarkastelu kulman sallittujen rajojen suhteen
if (beta < degtorad(15))
    b = b - 0.0001;
    A = (pi*d - z*s)*b;
    c_m2 = Q/A;
end

if (beta > degtorad(45))
    b = b + 0.0001;
    A = (pi*d - z*s)*b;
    c_m2 = Q/A;

```

```
end

%Konvergenssitarkastelu, jos sallituissa rajoissa
if (beta > degtorad(15) && beta < degtorad(45))

    if (m > 1)

        err2 = abs(betas(m) - betas(m-1));
    else
        %pakotetaan laskemaan väh. 2 kierrosta
        %indeksillä m
        err2 = 1;
    end

    if (err2 < 1e-3)
        disp('onnistui, beta_2 on: ')
        disp(radtodeg(betas(m)))
        break
    end

end

%Virhetarkastelu
if (m > 1000)
    disp('virhe kulman beta_2 iteroinnissa')
    break
end

%indeksien muutos
i = 1;
m = m + 1;

end
end
```